



**Helton Rodrigo de Souza Sereno**

**Análise e Validação Experimental do Sistema de  
Monitoramento e Controle Empregado em um  
Veículo Autônomo em Escala.**

**Dissertação de Mestrado**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Mestre pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio. Área de Concentração: Mecânica Aplicada.

Professor Orientador: Prof. Marco Antonio Meggiolaro

Rio de Janeiro, 05 de Outubro de 2012



**Helton Rodrigo de Souza Sereno**

**Análise e Validação Experimental do Sistema de  
Monitoramento e Controle Empregado em um  
Veículo Autônomo em Escala.**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Mestre pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio. Aprovada pela Comissão Examinadora abaixo assinada.

**Prof. Marco Antônio Meggiolaro**

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

**Prof. Mauro Speranza Neto**

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

**Prof. Fernando Ribeiro da Silva**

Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca

Rio de Janeiro, 05 de outubro de 2012

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

### **Helton Rodrigo de Souza Sereno**

Graduou-se em Engenharia Mecânica pela Universidade Católica de Petrópolis em 2007. Fez Especialização em Engenharia Mecatrônica na COPPE/UFRJ em 2009. Professor de Automação Industrial do Instituto Federal do Rio de Janeiro desde 2008, coordenando o curso técnico em Automação Industrial.

#### Ficha Catalográfica

Sereno, Helton Rodrigo de Souza Sereno

Análise e Validação Experimental do Sistema de Monitoramento e Controle Empregado em um Veículo Autônomo em Escala / Helton Rodrigo de Souza Sereno ; orientador: Marco Antônio Meggiolaro. – 2012.

XX f. : il. (color.) ; 30 cm

Dissertação (mestrado)–Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2012.

Inclui bibliografia

1. Automação – Teses. 2. IMU. 3. Sistema embarcado. 4. Controle. 5. Veículo em escala. I. Meggiolaro, Maraco Antônio. II. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD: 389.1

## **Agradecimentos**

Primeiramente a Deus, por tornar possível a realização deste projeto.

A minha esposa Thais por toda atenção, dedicação e apoio neste sonho.

A meus pais que sempre plantaram em mim a semente da busca pelo saber e me apoiaram em trilhar esse caminho. E a meus sogros por toda ajuda neste período.

Ao Prof. Mauro pelo apoio neste trabalho.

Aos meus colegas, Marília, Mourão e Allan que sempre, juntos, trabalhamos por nossos sonhos.

Aos meus colegas da PUC-Rio e a todos os professores e funcionários do Departamento.

Aos professores, amigos e alunos pelo apoio e paciência e ao IFRJ pela maravilhosa oportunidade.

A todos os amigos e familiares que acreditaram na realização deste projeto, e cujo carinho e compreensão foram imprescindíveis para sua conclusão.

A todos que direta ou indiretamente contribuíram para que eu pudesse realizar este trabalho.

## Resumo

De Sereno, Helton Rodrigo de Souza; Meggiolaro, Marco Antônio. **Análise e Validação Experimental do Sistema de Monitoramento e Controle Empregado em um Veículo Autônomo em Escala.** Rio de Janeiro, 2012. XX p. Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Estudos na área de veículos autônomos tem se apresentado de grande interesse na comunidade científica pela grande diversidade de aplicação. A utilização de veículos em escala tem sido uma alternativa de baixo custo e boa confiabilidade de resultados na análise do comportamento de veículos reais. O desenvolvimento de sistemas de controle aplicados em veículo utilizam diversos tipos de sensores. A motivação para o desenvolvimento deste trabalho é o início dos estudos visando o controle autônomo de um veículo em escala a partir de sensores de baixo custo com baixa capacidade de processamento, sem a necessidade de comunicação com computadores externos. Foram realizados testes de validação de uma Unidade de Medida Inercial (IMU) e análises utilizando um veículo elétrico em escala e medições das suas acelerações lineares e velocidades angulares em determinadas condições de movimento. Os resultados obtidos apontam a utilização das IMU's comerciais de baixo custo como componentes para controle embarcado de veículos em escala, desde que seja realizado um pós-processamento adequado dos sinais medidos através de seus acelerômetros e medidores de velocidade angular.

## Palavras-chave

Veículo Autônomo, Veículo em Escala, Sistema de Controle Embarcado, Unidade de Medida Inercial.

## Abstract

De Sereno, Helton Rodrigo de Souza; Meggiolaro, Marco Antônio. (Advisor). **Analysis and Experimental Validation of Monitoring System and Control Employee in a Autonomous Scale Vehicle.** Rio de Janeiro, 2012. XX p. MSc. Dissertation – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Studies in the area of autonomous vehicles has shown great interest in the scientific community for the great diversity of application. The use of vehicles in scale has been a low-cost and good reliability of results on analyzing the behavior of real vehicles. The development of control systems used in vehicles of different types of sensors. The motivation for the development of this work is the beginning of the studies for the control of an autonomous vehicle in scale from low cost sensors with low processing capacity, without the need for communication with external computers. Tests were conducted to validate a Inertial Measurement Unit (IMU) and analyzes using an electric vehicle in scale and measurements of their linear accelerations and angular velocities in certain conditions of motion. The results indicate the use of IMU's business as low cost components for embedded control vehicle scale, provided it is done a proper post-processing of the measured signals through its accelerometers and angular velocity meters.

## Keywords

Autonomous vehicle, vehicle scale, control system, accelerometer, gyroscope

## SUMÁRIO

1	Introdução	13
1.1.	Motivação	16
1.2.	Objetivo	17
1.3.	Descrição do Trabalho	17
2	Dinâmica e Controle de Veículos	18
2.1.	Controle de Veículos Autônomos	19
2.2.	Modelo Dinâmico de um Veículo Elétrico	22
2.2.1.	<i>Dinâmica Longitudinal</i>	22
2.2.2.	<i>Dinâmica Lateral</i>	35
2.2.3.	<i>Dinâmica Plana Não Linear de um Veículo Terrestre com 3 Graus de Liberdade</i>	51
3	O Sistema Embarcado	57
3.1.	Transdutores	58
3.1.1.	<i>Descrição</i>	61
3.2.	Interface	62
3.3.	Microcontrolador	63
3.4.	Data Logger	64
3.5.	Alimentação	65
3.6.	Testes de Validação da IMU	65
3.6.1.	<i>Teste do Magnetômetro</i>	66
3.6.2.	<i>Teste da Roda de Bicicleta</i>	67
4	O Veículo em Escala	76
4.1.	Descrição e Característica	76
4.2.	Testes com o Veículo	78
4.2.1.	<i>Testes dos Sinais de Comando de Propulsão</i>	79
4.2.2.	<i>Testes dos Sinais de Comando de Esterçamento</i>	81

<i>4.2.3. Teste Dinâmico Preliminar</i>	84
5 Testes de Validação do Sistema	87
5.1. Trajetória Comandada Manualmente	90
5.2. Trajetória Reta Planejada	92
5.3. Trajetória Circular Planejada	98
5.4. Trajetória Oval Planejada	103
5.5. Trajetória tipo “8” Planejada	105
6 Conclusões e recomendações	109
7 Bibliografia	110
Anexo	114

## Lista de Figuras

Figura 2.1: Controle de veículos terrestres no plano. ....	20
Figura 2.2: Controle de veículos terrestres no plano a partir do planejamento de trajetórias baseado nas acelerações. ....	21
Figura 2.3: Modelo físico de um veículo terrestre com propulsão elétrica. ....	23
Figura 2.4: Fluxo de potência em um veículo terrestre com propulsão elétrica. ....	23
Figura 2.5: Curvas de desempenho de motor de corrente contínua com campo constante. ....	25
Figura 2.6: Curvas do motor BOSCH GPA 24 V 750 W ( <a href="http://rb-aa.bosch.com">http://rb-aa.bosch.com</a> ) .....	25
Figura 2.7: Modelo físico simplificado de um veículo terrestre com propulsão elétrica .....	26
Figura 2.8: Curvas de desempenho do sistema motor-transmissão-veículo. ....	28
Figura 2.9: Sistema de transmissão detalhado incluindo os modelos dos componentes. ....	30
Figura 2.10: Curvas de desempenho do sistema motor-transmissão-veículo incluindo o arrasto aerodinâmico, atrito de rolamento e aclives/declives. ....	34
Figura 2.11: Referenciais global e local, variáveis e parâmetros da Dinâmica Lateral. ....	35
Figura 2.12: Sistema de direção típico. ....	39
Figura 2.13: Variáveis e parâmetros associados à Geometria de Ackerman. ....	40
Figura 2.14: Relação dos ângulos de esterçamento das rodas e do volante. ....	41
Figura 2.15: Variáveis e parâmetros associados à Cinemática Lateral. ....	43
Figura 2.16: Velocidades dos eixos dianteiro e traseiro do veículo em curva. ....	45
Figura 2.17: Ângulo de deriva do pneu dianteiro esquerdo. ....	46
Figura 2.18: Força lateral como função do ângulo de deriva. ....	47
Figura 2.19: Ângulos de deriva dianteiro e traseiro aproximados. ....	47
Figura 3.1: Central Inercial IMU 9DOF. ....	61
Figura 3.2: Dispositivos de armazenamento PenBS (a) e OpenLog (b). ....	65

Figura 3.3: Orientação medida quando aproximada de um campo girante com conversão.....	67
Figura 3.4: Medição da aceleração gravitacional sem conversão. ....	68
Figura 3.5: Medição da aceleração gravitacional em $m/s^2$ .....	68
Figura 3.6: Fixação da IMU na roda de bicicleta. ....	69
Figura 3.7: Outra posição de fixação da IMU. ....	69
Figura 3.8: Aceleração centrípeta medida pelo eixo X da IMU.....	70
Figura 3.9: Aceleração centrípeta medida pelo eixo Y da IMU.....	70
Figura 3.10: Aceleração centrípeta medida. ....	72
Figura 3.11: Aproximação do decaimento da velocidade angular. ....	73
Figura 3.12: Velocidade tangencial pela integração da aceleração tangencial sem filtro. ....	74
Figura 3.13: Análise das velocidades calculadas. ....	75
Figura 4.1: Veículo utilizado. ....	77
Figura 4.2: Dados de Esterçamento e Propulsão do 1º teste. ....	79
Figura 4.3: % de Propulsão versus rotação.....	80
Figura 4.4: Dados de Esterçamento e Propulsão do 2º teste. ....	81
Figura 4.5: Medição do ângulo de esterçamento. ....	82
Figura 4.6: Relação entre ângulo de esterçamento $\delta$ versus sinal de comando.....	83
Figura 4.7: Relação entre ângulo de esterçamento versus % de esterçamento.....	84
Figura 4.8: Gráfico dos sinais de esterçamento.....	85
Figura 4.9: Gráfico dos dados de velocidade angular em Z. ....	86
Figura 4.10: Sobreposição dos dados. ....	86
Figura 5.1: Orientação dos eixos do veículo (a) e das IMU (b) nos testes dinâmicos.....	88
Figura 5.2: 1º teste para determinação dos limites de comando.....	89
Figura 5.3: Relação entre % esterçamento e sinal de comando nos testes dinâmicos.....	89
Figura 5.4: Relação entre % propulsão e sinal de comando nos testes dinâmicos	90
Figura 5.5: Teste com 50% e 100% do trim.....	91
Figura 5.6: Círculos de raio constante rádio controlados. ....	92
Figura 5.7: Reta planejada com 50% da velocidade.....	93
Figura 5.8; Aceleração longitudinal medida do veículo em linha reta.....	93
Figura 5.9: Aceleração longitudinal filtrada.....	94

Figura 5.10: Velocidade longitudinal para 50% de propulsão. ....	95
Figura 5.11: Velocidade angular do eixo longitudinal .....	95
Figura 5.12: Reta planejada com 70% da potência e frenagem.....	96
Figura 5.13: Aceleração longitudinal do veículo em reta planejada com aproximadamente 80% da potência e frenagem. ....	97
Figura 5.14: Velocidade Angular no eixo lateral em reta planejada com aproximadamente 80% da potência e frenagem. ....	97
Figura 5.15: Aceleração lateral do 1º segmento do círculo planejado. ....	99
Figura 5.16: Velocidade angular do 1º segmento do círculo planejado. ....	99
Figura 5.17: Aceleração longitudinal do 1º segmento do círculo planejado. ....	100
Figura 5.18: Aceleração lateral do 2º segmento do círculo planejado. ....	101
Figura 5.19: Aceleração lateral do 4º segmento do círculo planejado. ....	102
Figura 5.20: Oval planejado. ....	103
Figura 5.21: Aceleração longitudinal do oval planejado .....	104
Figura 5.22: Aceleração lateral do oval planejado .....	104
Figura 5.23: Velocidade angular do eixo Z .....	105
Figura 5.24: Trajetória em "8" planejado em baixa velocidade .....	106
Figura 5.25: Aceleração lateral do "8" em baixa velocidade. ....	106
Figura 5.26: Velocidade Angular em Z do "8" em baixa velocidade.....	107
Figura 5.27: Trajetória em "8" planejado a alta velocidade. ....	107
Figura 5.28: Aceleração longitudinal do "8" em alta velocidade .....	108
Figura 5.29: Aceleração lateral do "8" em alta velocidade .....	108

## Lista de Tabelas

Tabela 3.1: Sensores comumente utilizados em Robôs Móveis.....	59
Tabela 3.2: Comandos de comunicação com a IMU.....	63
Tabela 3.3: Intervalo entre rotação e velocidade angular .....	73
Tabela 4.1: Largura de Pulso versus Posição (micro servo Futaba S148) .....	78
Tabela 4.2: Tempo de Pulso versus Rotação da Roda.....	80
Tabela 4.3: Tempo de pulso versus ângulo medido .....	82
Tabela 4.4: Sinal de Comando versus Ângulo de Esterçamento.....	83
Tabela 4.5: Dados gravados em laboratório sem conversão .....	85
Tabela 5.1: Círculos medidos durante teste planejado .....	102

# 1 Introdução

A utilização de veículos autônomos está em ascensão nas tarefas em que a utilização de mão de obra humana é difícil devido a riscos físicos ou ao próprio ambiente. A robótica móvel é uma área de pesquisa que lida com o controle de veículos autônomos ou semi-autônomos. O que diferencia a robótica móvel de outras áreas de pesquisa tais como a robótica de manipuladores, é a sua ênfase nos problemas relacionados com a operação (locomoção) em ambientes complexos de larga escala, que se modificam dinamicamente, compostos tanto de obstáculos estáticos como móveis ou ambientes estáticos com o veículo em movimento dinâmico a alta velocidade.

Para operar neste tipo de ambiente o equipamento deve ser capaz de adquirir e utilizar conhecimento sobre o ambiente, estimar uma posição dentro deste, possuir a habilidade de reconhecer obstáculos e responder em tempo real, as situações que possam ocorrer. Além disso, todas estas funcionalidades devem operar em conjunto. As tarefas de perceber, se localizar e se mover pelo ambiente são problemas fundamentais no estudo dos veículos autônomos. Deve-se considerar também que a maioria dos robôs móveis se desloca em baixa velocidade e a complexidade do controle aumenta com a elevação da velocidade devido à dinâmica do veículo e tempo de resposta do controle.

A robótica móvel vem gradativamente se desenvolvendo há muitos anos. Desde a década de 50, pesquisadores já se interessavam no desenvolvimento de robôs móveis. Willian Walter construiu diversos robôs móveis em 1950 que eram capazes de executar tarefas tais como desviar de obstáculos e seguir fontes luminosas, utilizando capacitores para controlá-lo. (W.G., 1950).

Em Stanford, Nils Nilsson desenvolveu o robô móvel SHAKEY em 1969 (NILSSON, 1969). Este equipamento utilizava dois motores de passo em uma configuração diferencial (cinemática diferencial) para se locomover e era equipado com sensores de distância, câmeras de vídeo e sensores táteis. Era conectado a dois computadores por links de rádio e de vídeo. O robô SHAKEY

utilizava programas para percepção, modelagem, e atuação no ambiente. As tarefas desempenhadas por ele incluíam: desviar de obstáculos e a movimentação de blocos coloridos. O robô móvel SHAKEY tinha grandes dificuldades em processar e interpretar as informações sensoriais obtidas do ambiente, e nunca foi capaz de completar uma sequência completa de ações em um ambiente real.

Novamente em Stanford, Hans Moravec desenvolveu o robô móvel CART no final da década de 70 (MORAVEC, 1990). A tarefa do robô era desviar de obstáculos utilizando uma câmera de vídeo. Este equipamento móvel conseguia desviar dos obstáculos com sucesso, mas era muito lento. Ele possuía problemas em se localizar no ambiente e necessitava de uma iluminação especial para perceber os obstáculos adequadamente.

No final da década de 70 foi desenvolvido o robô móvel HILARE no LAAS em Toulouse (BRIOT et al.). Este foi um dos primeiros projetos de robô móvel desenvolvido na Europa. HILARE utilizava câmeras de vídeo, sensores de distância a laser e ultra-som para navegar no ambiente. O planejamento de trajetória era executado utilizando-se uma representação poligonal do ambiente. Os sensores ultra-sônicos eram utilizados para evitar os obstáculos próximos. O sistema de visão era utilizado para detectar obstáculos distantes, entretanto, tinha a limitação de ser muito lento.

Em meados da década de 80 a empresa Honda iniciou a pesquisa para desenvolvimento de um robô humanoide (OGAWA, 2006) apresentado em 2000 ao público. Este robô humanoide possibilitou um grande desenvolvimento na locomoção de robôs resolvendo problemas de equilíbrio para robôs bípedes como subir escadas.

Todos esses exemplos ilustram sistemas robóticos móveis que são diferentes de veículos autônomos, pois trabalham em baixa velocidade. Os veículos autônomos apresentam características diferentes dos robôs móveis principalmente relacionados à complexidade do controle tais como tempo de resposta (pois em geral se movem em alta velocidade) e complexidade e dinamismo do ambiente.

A utilização desses veículos autônomos vem sido empregada para fins militares desde a 2ª Guerra (D' OLIVEIRA, 2009) na forma de Veículos Aéreos Não Tripulados – VANT's que são utilizados para reconhecimento e identificação de alvos, bombardeiro ou como mísseis de cruzeiro.

Atualmente o Brasil possui um projeto denominado VANT desenvolvido por instituições de pesquisas militares (Centro Tecnológico Aeroespacial, Instituto de Pesquisas a Marinha, Centro de Tecnologia do Exército, etc) fomentado por órgãos governamentais como a Financiadora de Estudos e Projetos – FINEP (D’ OLIVEIRA, 2005) com metas estabelecidas pela Estratégia Nacional de Defesa, que visa o domínio de tecnologias como:

- Sistema de Navegação e Controle
- Decolagem e Pouso Automáticos
- Fabricação de IMU e INS
- Fabricação de Sensores (EO/IR, SAR, etc)
- Motores aplicáveis em VANT
- Redução de assinatura radar

Em 2002, a Agência de Pesquisa de Projetos Avançados de Defesa dos Estado Unidos (DARPA - *Defense Advanced Research Projects Agency*) anunciou o Grande Desafio (“*Grand Challenge*”) para que pesquisadores na área de robótica, engenheiros, etc, desenvolvessem um veículo autônomo que fosse capaz de atravessar, em março de 2004, o deserto entre os estados da Califórnia e Nevada a uma distância aproximada de 140 milhas (aprox. 225 quilômetros) com tempo máximo de 10 horas. Após a realização desse primeiro desafio, ficou evidente aos pesquisadores a diferença dos resultados encontrados no laboratório utilizando simulações, daqueles obtidos em campo durante um evento real.

Em outubro do mesmo ano, no segundo evento de qualificação, foram selecionados 23 finalistas para o segundo *DARPA Grand Challenge*. Em outubro de 2005, os finalistas competiram entre si em um percurso de 132 milhas (aprox. 212 quilômetros) no deserto do estado de Nevada. A equipe de Stanford tornou-se vencedora da prova com um tempo de 6 horas e 53 minutos recebendo o prêmio de 2 milhões de dólares (BUEHLER et al., 2007).

Atualmente centros nacionais de pesquisa (Universidade de São Paulo – USP São Carlos, Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI) desenvolvem projetos independentes de veículos não tripulados terrestres em escala natural visando à detecção de objetos e em baixa velocidade.

O projeto SENA – Sistema Embarcado de Navegação Autônoma desenvolvido pelo Laboratório de Mecatrônica do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP) trabalha no desenvolvimento de um veículo capaz de evitar acidentes auxiliando o condutor em situação de risco eminente e em casos extremos, movimentando-o de forma autônoma evitando acidentes (EESC-USP).

Trabalhos similares também estão sendo desenvolvidos pelo Departamento de Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro PUC-Rio em temas como Controle de Veículos utilizando sistemas de controle clássico e moderno, movimentação em trajetória pré definida e otimização da mesma. Todos estes exemplos reforçam a idéia de que controlar sistemas móveis, sejam robôs ou veículos, é uma tarefa complexa que desafia os pesquisadores da Inteligência Artificial até hoje.

Atualmente os veículos autônomos, em geral, coletam dados através de sensores e enviam a um computador para processamento e este retorna as informações de controle. Desta forma, a estratégia de controle utilizada não pode ser elaborada sem a preocupação com a capacidade de processamento. Na utilização de microcontroladores para sistemas de controle, tais procedimentos devem ser desenvolvidos de forma otimizada com o objetivo de compatibilizar a velocidade de aquisição dos dados pelos sensores com a de processamento e a reduzida memória de um microcontrolador.

### **1.1. Motivação**

A ausência de bibliografia sobre aplicação de dispositivos de medição inercial em controle de veículos autônomos tornou necessário o desenvolvimento de uma metodologia para a avaliação e validação destes dispositivos visando sua aplicação em veículos em escala, e utilização em conjunto com sistemas microcontrolados.

Também devido à estratégia de controle a ser adotada, tornou-se necessário desenvolver um modelo acoplado de um veículo considerando suas dinâmicas longitudinal e lateral, de modo que o comportamento do mesmo pudesse ser descrito pelas mesmas variáveis que serão obtidas pela Unidade de Medida Inercial.

## 1.2. Objetivo

O objetivo desse trabalho é analisar e validar o sistema embarcado que será utilizado para controlar um veículo elétrico em escala 1:8 em trajetórias previamente estabelecidas e apresentar um modelo dinâmico simplificado do veículo que considere suas principais características de desempenho e comando, e que será empregado para análise e simulação das estratégias de controle futuramente propostas.

## 1.3. Descrição do Trabalho

Esta dissertação está dividida em 6 capítulos, incluindo a Introdução, os quais foram estruturados de forma lógica a fim de conduzir o leitor a entender as etapas de validação e utilização de Unidades de Medidas Inerciais para aplicações em controle de veículos autônomos.

O Capítulo 2 deste trabalho apresenta a modelagem de um veículo elétrico descrevendo o acoplamento das suas dinâmicas longitudinal e lateral, os principais parâmetros associados, relacionando os seus comandos, percentual de tensão de alimentação do motor e ângulo de esterçamento das rodas, com o comportamento desejado, e realizando análises preliminares com modelos parciais.

O Capítulo 3 apresenta a Unidade de Medida Inercial (IMU), a interface utilizada nos testes em laboratório e no veículo embarcado, e o sistema de armazenamento das informações. Descreve também os resultados de testes preliminares de validação da IMU, comparados com os conceitos da Física Básica.

O Capítulo 4 trata do veículo em escala utilizado nos estudos, o ajuste do sistema de armazenamento dos sinais de comando de propulsão e esterçamento, e apresenta os resultados dos testes estáticos e dinâmicos preliminares.

No Capítulo 5 são apresentados os testes de validação de utilização da IMU para monitoramento do comportamento do veículo em malha aberta, e os testes realizados a partir de trajetórias planejadas comparando-os aos resultados pretendidos, analisando os valores das variáveis de interesse medidas.

Por fim o Capítulo 6 trata das conclusões da dissertação, apresentando o resultado dos testes realizados e as recomendações sugeridas, a fim de aplicar o sistema estudado no controle em malha fechada de veículos autônomos em escala.

## 2 Dinâmica e Controle de Veículos

Por volta de 1796 o engenheiro militar francês, Nicholas Joseph Cugnot, construiu um veículo de três rodas movido a vapor com a finalidade de transportar peças de artilharia. O primeiro automóvel prático movido a gasolina foi construído em 1886 por Karl Benz e Gottlieb Daimler trabalhando independentemente. Na década seguinte, outros pioneiros desenvolveram veículos em diferentes partes do mundo.

Em 1908 a indústria automobilística estava bem estabelecida nos Estados Unidos com o modelo de produção desenvolvido por Henry Ford e a fundação da General Motors Corporation enquanto na Europa, empresas familiares, como Daimler, Opel, Renault, Benz e Peugeot estavam se tornando reconhecidamente fabricantes de automóveis.

Um dos primeiros engenheiros a escrever sobre a dinâmica de automóveis foi Frederick William Lanchester em 1908. Em 1931 a criação do dinamômetro que possibilitou a medição de propriedades mecânicas do veículo bem como das rodas possibilitando seu desenvolvimento (GILLESPIE, 1992).

Atualmente, os estudos dinâmicos de veículos de alto desempenho, como veículos de competição, vem se somando ao desenvolvimento dos estudos de aerodinâmica e o desenvolvimento da eletrônica.

O conhecimento das forças e momentos gerados pelos pneus no solo é essencial para a compreensão da dinâmica de veículos (GILLESPIE, 1992; WILLIAN F. MILLIKEN; DOUGLAS L. MILLIKEN, 1995). Grande parte do estudo da dinâmica do veículo envolve o porque e como as forças são produzidas e como elas interagem com sua a movimentação.

A compreensão da dinâmica de veículos pode ser realizada de duas maneiras – o empírico e o analítico. O entendimento empírico deriva da tentativa e erro pelo qual se aprende quais os fatores influenciam o desempenho do veículo, de que forma e em que condições. O método empírico, no entanto, muitas vezes pode levar ao fracasso. Sem um entendimento de como as mudanças de

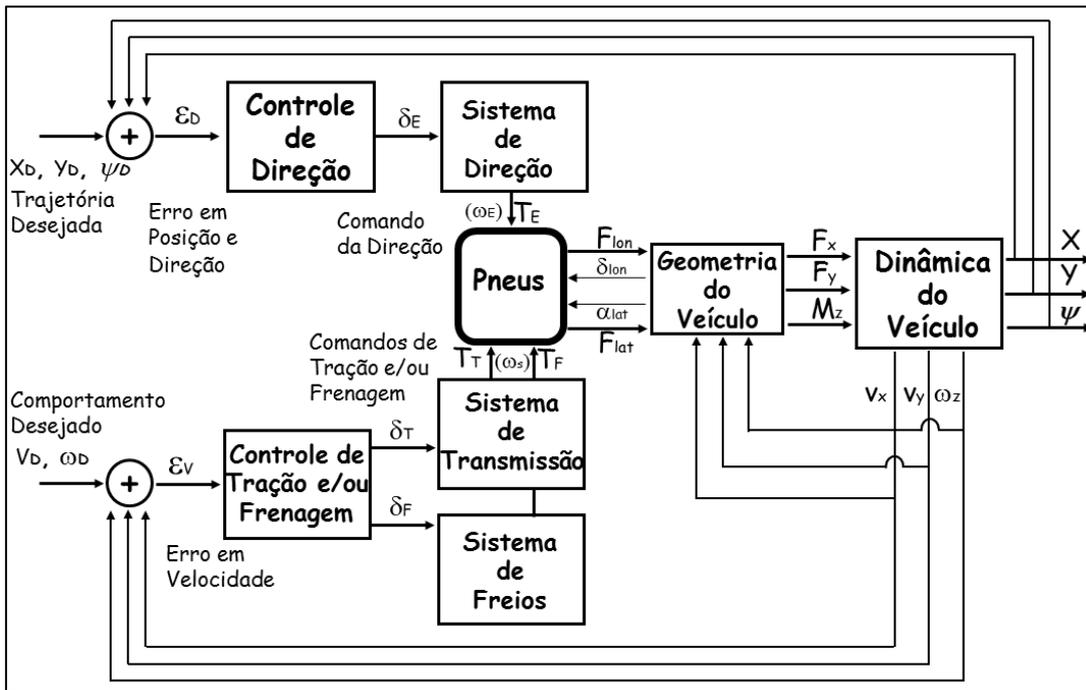
propriedades afetam o desempenho, extrapolando a experiência passada às novas condições podem envolver fatores desconhecidos que podem produzir um novo resultado. Por esta razão, os engenheiros são a favor da abordagem analítica que tenta descrever o veículo com base no conhecimento das leis da Física, de modo que, um modelo matemático possa ser estabelecido. Esses modelos podem ser representados por equações algébricas e diferenciais, que relacionam os esforços e movimentos do veículo com suas propriedades e as entradas utilizadas para controlar o mesmo. Estas equações permitem avaliar o papel de cada componente ou elemento do veículo com um dado comportamento.

A existência do modelo, assim, fornece um meio para identificar os fatores importantes, a maneira em que esses operam, e em que condições. O modelo oferece a capacidade de previsão, bem como, identificar as mudanças necessárias para alcançar um comportamento desejado.

A seguir é tratada a estratégia a ser empregada para o controle de veículos autônomos a alta velocidade, que está baseada em um modelo simplificado, porém representativo das dinâmicas longitudinal e lateral do veículo, também descrito adiante. Os resultados do trabalho aqui apresentado servirão de base para a calibração deste modelo, através da identificação dos seus parâmetros, a partir dos testes experimentais com o veículo em diversas condições de operação preestabelecidas, como discutido nos itens relativos à modelagem dos sistemas.

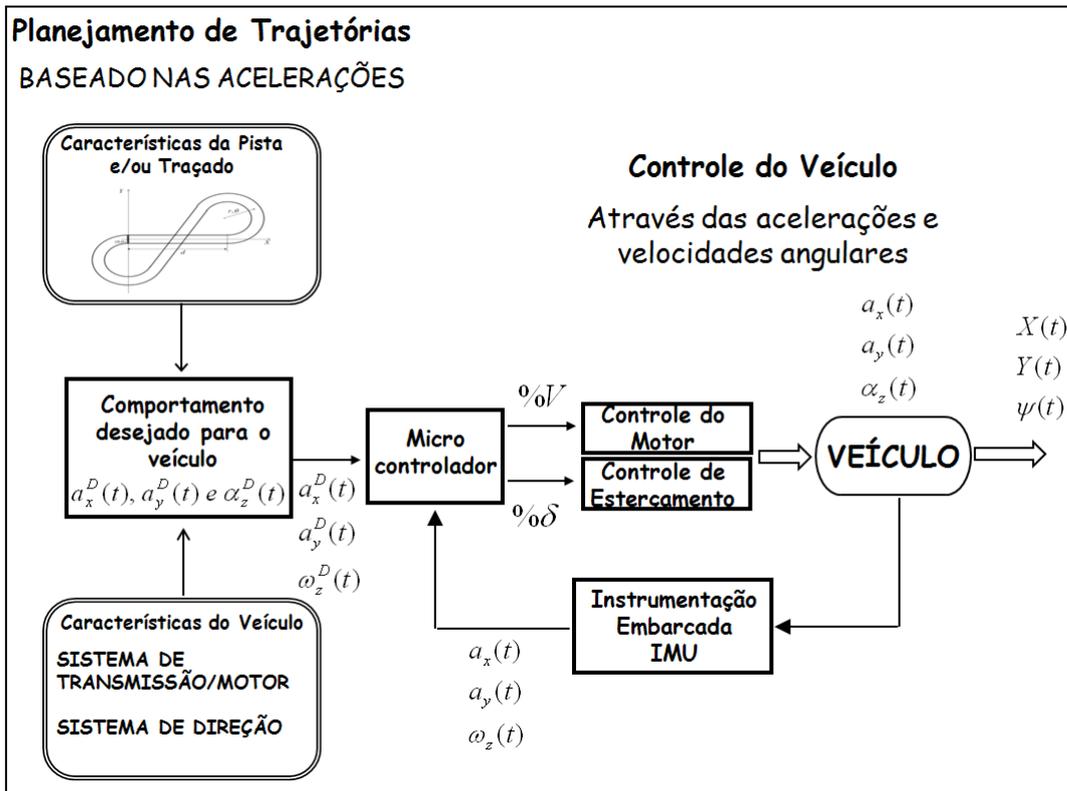
## **2.1. Controle de Veículos Autônomos**

A Figura 2.1 apresenta a malha de controle típica de um veículo terrestre, na qual os comandos do motorista no volante e nos pedais do acelerador ou freio são associados aos erros, devidamente processados, determinados em função das entradas de trajetória e comportamento desejados quando comparadas ao real movimento do veículo. Para a descrição completa deste sistema de controle são necessários os modelos de cada componente e/ou subsistemas, caracterizando as interações e relações existentes. Nota-se que os pneus são os elos de ligação entre a dinâmica longitudinal, cujos elementos de atuação são os subsistemas de transmissão e freios, e a dinâmica lateral, que tem com atuador o subsistema de direção.



**Figura 2.1: Controle de veículos terrestres no plano.**

Com base na malha da Figura 2.1, o esquema da Figura 2.2 ilustra a estratégia para o controle de veículos autônomos a alta velocidade, baseada no seu modelo detalhado e no planejamento de trajetórias, o que determina as acelerações lineares e de guinada necessárias para percorrer uma determinada pista em um certo traçado. Está sendo empregada como transdutor uma Unidade de Medida Inercial (IMU) embarcada no veículo, capaz de fornecer as acelerações longitudinal e lateral e a velocidade angular de guinada a cada instante de tempo. A malha de controle se fecha comparando tais sinais com o comportamento previsto e/ou desejado no planejamento realizado “*offline*”. O microcontrolador emprega as variáveis desejadas/planejadas armazenadas, gera os erros associados, a partir das medidas da IMU, e, de acordo com as características do veículo, produz os comandos de esterçamento e propulsão necessários para atingir os objetivos propostos, ou seja acompanhar a trajetória planejada com a atitude em guinada prevista, compensando os possíveis desvios a partir de controladores previamente definidos e ajustados.



**Figura 2.2: Controle de veículos terrestres no plano a partir do planejamento de trajetórias baseado nas acelerações.**

Nota-se que o esquema da Figura 2.2 também pode ser considerado quando se deseja apenas determinar as características do veículo, para fins de identificação dos parâmetros e calibração do modelo. Neste caso as trajetórias desejadas (adotadas) deverão ser, por exemplo, retas, nas quais o veículo acelera desde zero até a velocidade máxima e em seguida freia até parar; ou círculos de diferentes raios percorridos com diversas velocidades constantes, sem deslizar (derrapar) ou até o limite do deslizamento. A partir dos dados coletados pela IMU nestes testes específicos é possível aplicar procedimentos que irão determinar os parâmetros do modelo que caracteriza suas dinâmicas longitudinal e lateral, desacopladas.

O mesmo sistema (esquema) pode ser adotado para reproduzir uma trajetória a partir do comando manual gerado pelo ser humano no controle do veículo. Em testes preliminares, os comandos de esterçamento e propulsão fornecidos são armazenados e posteriormente utilizados, diretamente ou

combinados adequadamente, para repetir o movimento comandado manualmente ou mesmo criar uma trajetória qualquer tendo como base movimentos simples. Também os dados da IMU nos testes preliminares podem ser gravados e empregados como referência na reprodução ou geração de trajetórias, visando, se necessário, melhorar o desempenho do sistema.

Fica claro, que em qualquer destes casos, há a necessidade de um modelo representativo do veículo, que não necessariamente deve incluir detalhamento excessivo, mas sim caracterizar os seus principais componentes e fenômenos associados às dinâmicas longitudinal e lateral. É descrito no item a seguir um modelo escolhido para estes fins, e dentro das condições consideradas adequadas aos objetivos a que se propõe.

Os demais capítulos desta dissertação irão tratar da avaliação e validação dos equipamentos de monitoramento e controle, entenda-se a IMU, microcontrolador e demais componentes eletrônicos, e inclusive o próprio veículo a ser utilizado, necessários à futura implementação do sistema e estratégia discutidos.

## **2.2. Modelo Dinâmico de um Veículo Elétrico**

Serão descritos e analisados neste item os modelos empregados para representar as dinâmicas longitudinal e lateral de um veículo terrestre com propulsão elétrica, adotados para a simulação e estabelecimento das trajetórias como tratado anteriormente, visando seu controle autônomo. Serão definidos os parâmetros característicos que a serem determinados a partir dos testes experimentais (como discutido no Capítulo 5 adiante) para fins de calibragem dos modelos.

### **2.2.1.. Dinâmica Longitudinal**

Apresentam-se a seguir modelos para a dinâmica longitudinal de um veículo terrestre com propulsão elétrica, desenvolvidos a partir da descrição matemática dos seus diversos componentes, mostrados na Figura 2.3, empregando o fluxo de potência da Figura 2.4, desde a bateria até as perdas nas resistências ao seu movimento. Nestas figuras encontram-se incluídas as principais variáveis

associadas ao sistema de transmissão. Tais modelos consideram, inicialmente, as seguintes hipóteses:

- veículo representado por uma massa concentrada no CM;
- contato pneu-solo sem deslizamento (patinação das rodas);
- veículo em terreno plano (sem aclives ou declives – ladeiras);
- engrenagens (pinhão-coroa, redutor) sem atrito, sem deslizamento, e sem massa;
- elementos girantes (rotor do motor, eixos, engrenagens, roda-pneus) com momento de inércia desprezível);
- força de resistência aerodinâmica desprezível.

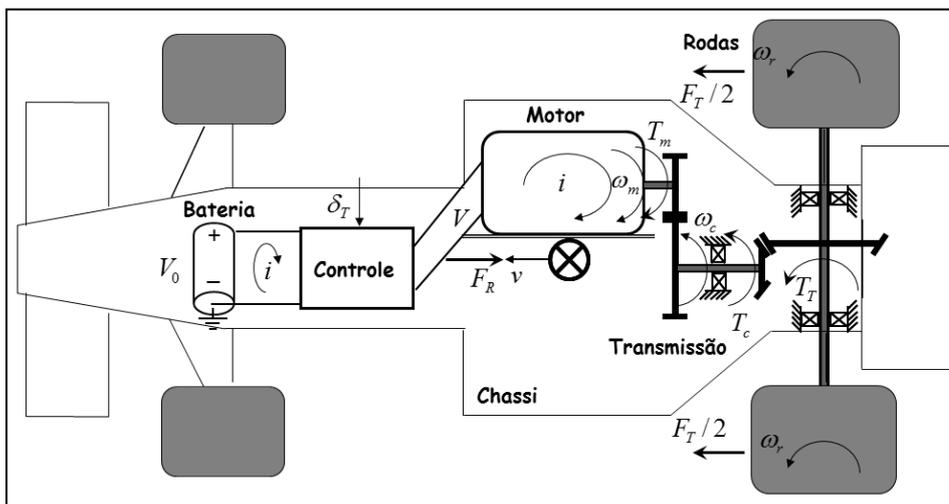


Figura 2.3: Modelo físico de um veículo terrestre com propulsão elétrica.

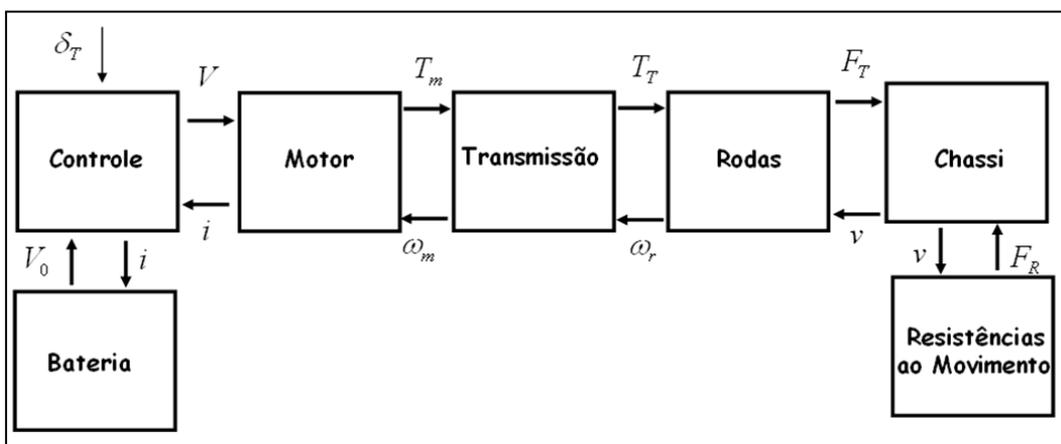


Figura 2.4: Fluxo de potência em um veículo terrestre com propulsão elétrica.

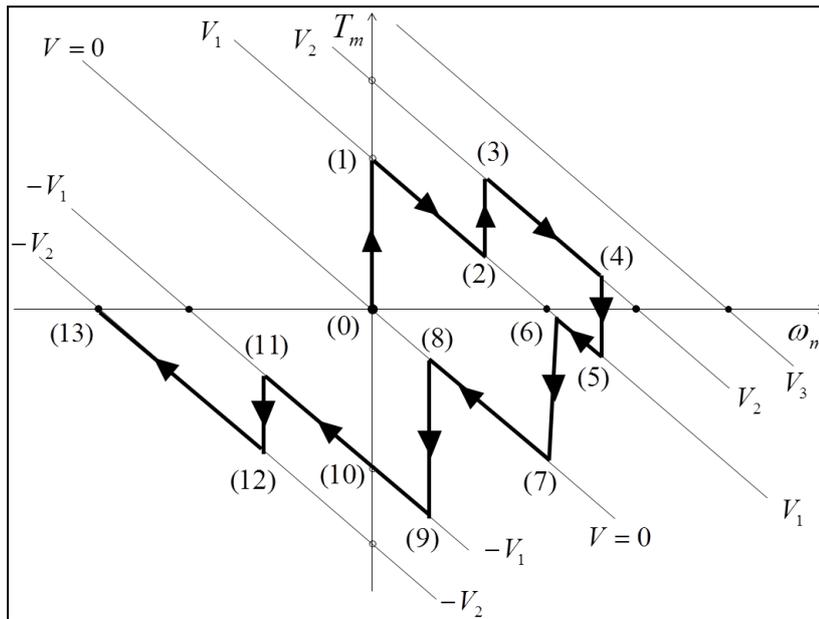
### 2.2.1.1. Modelo do Motor de Corrente Contínua Convencional

Em um motor elétrico de corrente contínua com campo constante (ímã permanente) e controle pela armadura (rotor com escovas) o torque disponível para mover cargas é função da tensão de alimentação  $V$  e da velocidade sua angular  $\omega_m$ , e representado pela equação

$$T_m = k_v V - k_\omega \omega_m$$

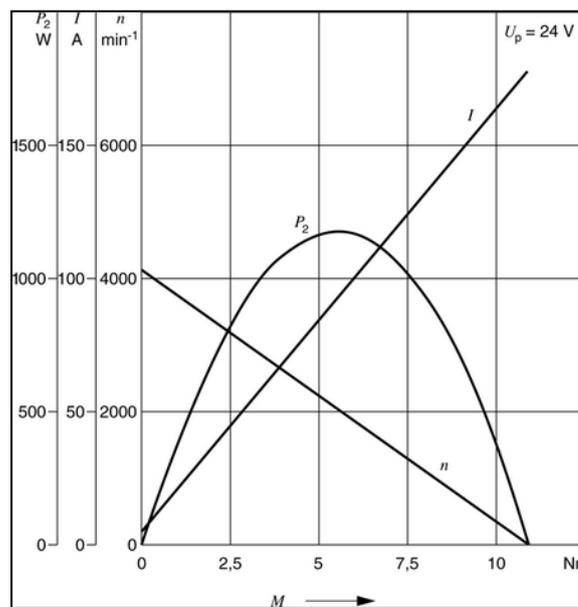
na qual os parâmetros característicos  $k_v$  e  $k_\omega$  são empregados para traçar as curvas de desempenho, apresentadas na Figura 2.5 para diferentes tensões e alimentação  $0 < V_1 < V_2 < V_3$ , juntamente um possível conjunto de comandos (0) à (13) que indicam como normalmente este tipo de equipamento é utilizado:

- (0) → (1): partida com tensão  $V_1$  (torque máximo  $p/\omega_m = 0 \Rightarrow T_I = k_v V_1$ );
- (1) → (2): aceleração  $c/V_1 = \text{cte}$   
(velocidade máxima  $p/T_m = 0 \Rightarrow \omega_m = k_v V_1/k_\omega$ );
- (2) → (3): aumento de tensão  $V_1 \rightarrow V_2$ . Ganho em torque (em aceleração);
- (3) → (4): aceleração  $c/V_2 = \text{cte}$   
(velocidade máxima  $p/T_m = 0 \Rightarrow \omega_m = k_v V_2/k_\omega$ );
- (4) → (5): diminuição de tensão  $V_2 \rightarrow V_1$ . Torque negativo (frenagem);
- (5) → (6): desaceleração  $c/V_1 = \text{cte}$  (velocidade mínima  $\omega_m = k_v V_1/k_\omega$ );
- (6) → (7): diminuição de tensão  $V_1 \rightarrow V = 0$ . Torque negativo (frenagem);
- (7) → (8): desaceleração  $c/V = 0$  (velocidade mínima  $\omega_m = 0$  parada total);
- (8) → (9): inversão de tensão  $V = 0 \rightarrow V_1 < 0$ . Torque negativo (frenagem até (10));
- (9) → (10): desaceleração  $c/V_1 = \text{cte} < 0$  com  $\omega_m = 0$  parada em (10);
- (10) → (11): inversão de sentido de movimento  $c/V_1 = \text{cte} < 0$  (aceleração);
- (11) → (12): aumento de tensão em módulo  $-|V_1| \rightarrow -|V_2|$  (aceleração negativa);
- (12) → (13): aumento de tensão em módulo  $-|V_2| \rightarrow -|V_3|$  (aceleração negativa e velocidade máxima negativa no sentido contrário ao inicial  $\omega_m = -k_v V_3/k_\omega$ ).



**Figura 2.5: Curvas de desempenho de motor de corrente contínua com campo constante.**

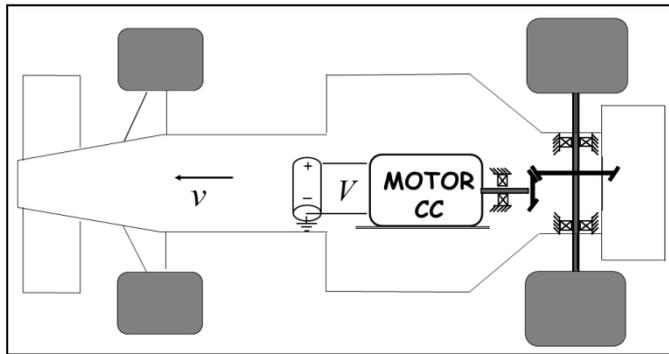
A Figura 2.6 mostra as curvas características encontradas na folha de dados (*datasheet*) de um motor de corrente contínua com campo constante (ímã permanente) comercial da BOSCH. A partir da curva Velocidade Angular  $\times$  Torque, em unidades SI, é possível determinar os parâmetros característicos do motor  $k_V$  e  $k_\omega$ .



**Figura 2.6: Curvas do motor BOSCH GPA 24 V 750 W (<http://raa.bosch.com>)**

### 2.2.1.2. Modelo Linear do Motor Acoplado ao Sistema de Transmissão

A Figura 2.7 apresenta esquematicamente um veículo terrestre com propulsão elétrica e seu sistema de transmissão simplificado, composto por um par de engrenagens tipo pinhão-coroa, com relação de transmissão  $N > 1$ , semi-eixos supostos rígidos, e rodas de raio  $r$ .



**Figura 2.7: Modelo físico simplificado de um veículo terrestre com propulsão elétrica**

O modelo matemático do sistema de transmissão é dado por

$$\begin{cases} F_T = \frac{N}{r} T_m \\ \omega_m = \frac{N}{r} v \end{cases}$$

nas quais  $F_T$  é a força de tração (ou frenagem) empregada para mover o veículo,  $T_m$  é o torque fornecido pelo motor, como descrito anteriormente,  $\omega_m$  sua velocidade angular e  $v$  a velocidade de translação do veículo.

A equação que descreve o comportamento do veículo sobre a ação da força de tração e das forças de resistência ao movimento é obtida a partir da 2ª Lei de Newton

$$\sum F = ma \Rightarrow \frac{dv}{dt} = F_T - F_R$$

Considerando que o veículo se desloca em terreno plano (sem aclives ou declives), possui velocidade relativamente baixa (de modo que as forças aerodinâmicas de arrasto sejam desprezíveis) e possui pneus suficientemente rígidos, de maneira que o atrito de rolamento também possa ser negligenciado, as forças de resistência ao movimento somam-se zero. Substituindo as equações que

caracterizam o motor e sistema de transmissão na lei de Newton para resistências nulas, tem-se

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} F_T = \frac{1}{m} \frac{N}{r} T_m = \frac{N}{mr} (k_v V - k_\omega \omega_m) = \frac{Nk_v}{mr} V - \frac{Nk_\omega}{mr} \omega_m = \frac{Nk_v}{mr} V - \frac{N^2 k_\omega}{mr^2} v$$

ou

$$\frac{dv}{dt} = \frac{Nk_v}{mr} V - \frac{N^2 k_\omega}{mr^2} v = \gamma V - \alpha v$$

e finalmente para uma dada tensão  $V = V_o = \text{cte}$ , tem-se  $a_o = \gamma V_o$  e consequentemente

$$\frac{dv}{dt} = a_o - \alpha v$$

descreve o movimento do veículo, na qual a taxa de variação da velocidade (aceleração) depende de uma aceleração inicial fornecida e da própria velocidade ponderada pelo coeficiente  $\alpha$ .

Sendo

$$a = a_o - \alpha v \quad c/a_o = \text{cte} \quad e \quad \alpha = \text{cte} > 0$$

$$\frac{dv}{dt} = a_o - \alpha v \Rightarrow \frac{1}{\alpha} \frac{dv}{dt} = \frac{1}{\alpha} a_o - v$$

$$\frac{1}{\alpha} \frac{dv}{dt} + v = \frac{1}{\alpha} a_o$$

$$\tau \frac{dv}{dt} + v = \tau a_o \quad c/\tau = \frac{1}{\alpha} (\text{cte de tempo})$$

tem-se então uma equação diferencial de 1ª ordem do tipo

$$\tau \frac{dv}{dt} + v = \tau a_o$$

que descreve o movimento de um veículo tratado como uma massa pontual sujeita a uma força externa constante e forças dissipativas que atuam proporcionalmente à velocidade.

### 2.2.1.3. Análise da Dinâmica Longitudinal Linear

Como mostrado na Figura 2.5 os níveis de tensão de alimentação do motor podem variar e conseqüentemente o torque fornecido, o que é descrito pelas curvas  $T_m \times \omega_m$  para diferentes valores de  $V$ . Do mesmo modo variando as acelerações iniciais  $a_o$ , que dependem diretamente da tensão de alimentação, altera-se o comportamento do conjunto motor-transmissão-veículo, como apresentado na Figura 2.8, juntamente com uma série de comandos possíveis.

Assim para representar a possibilidade de variação da aceleração inicial no modelo do sistema, deve-se escrever a equação

$$a = a_o - \alpha v$$

como inicialmente obtida, considerando a tensão de alimentação  $V$ , ou seja

$$a = \gamma V - \alpha v$$

na qual  $\gamma = \frac{Nk_V}{mr}$  e  $\alpha = \frac{N^2k_\omega}{mr^2}$  como definidos anteriormente.

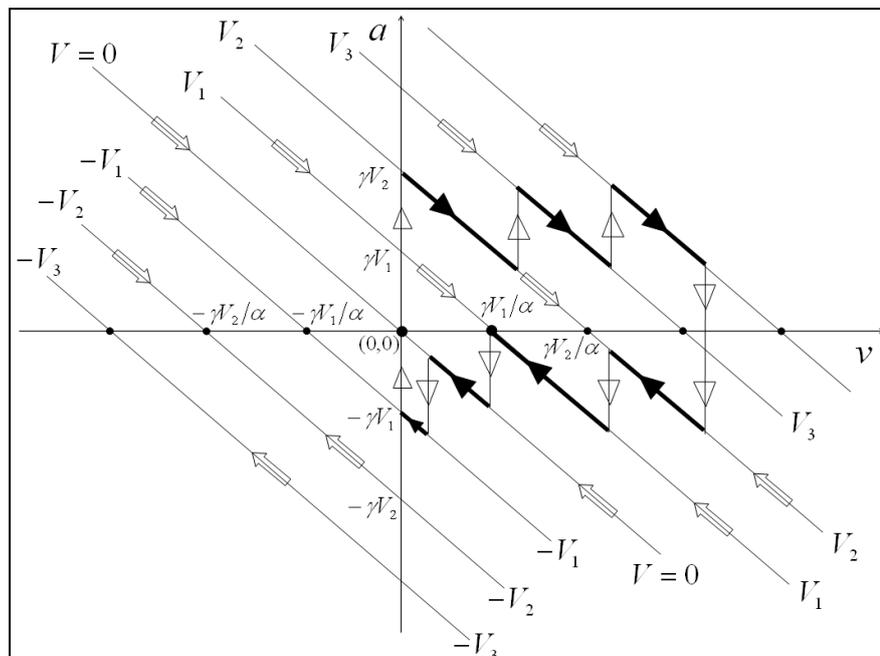


Figura 2.8: Curvas de desempenho do sistema motor-transmissão-veículo.

Note que a velocidade inicial  $v_o$  no instante em que há variação da tensão, dependente dos comandos dados ao motor até esse momento, mas supondo  $\Delta V$  instantânea,  $v_o$  em nada altera a equação da aceleração. Deve-se, entretanto, ter atenção aos limites de validade das curvas mostradas na Figura 2.8, indicados pelas velocidades máximas (em módulo - pontos em destaque), e ao sentido de emprego (dado pelas setas) de cada uma das retas representativas da relação  $a(v)$ .

Deste modo, a função aceleração versus velocidade pode ser descrita, para qualquer condição de operação do sistema motor-transmissão-veículo, para uma dada tensão de alimentação do motor  $V_i$  e uma velocidade inicial  $v_o$  de acordo com

$$a = \begin{cases} \gamma V_i - \alpha v & p/V_i > 0 \text{ com } v_o \leq v \leq \frac{\gamma V_i}{\alpha}, \quad \forall v_o \\ -\alpha v & p/V_i = 0 \text{ com } v_o \geq 0 \therefore 0 \leq v \leq v_o \text{ ou } v_o \leq 0 \therefore v_o \leq v \leq 0 \\ \gamma V_i - \alpha v & p/V_i < 0 \text{ com } \frac{\gamma V_i}{\alpha} \leq v \leq v_o, \quad \forall v_o \end{cases}$$

Assim, pode-se considerar que as características da dinâmica longitudinal de um veículo elétrico incluindo o sistema de transmissão e o motor de corrente contínua com escovas, descritas pela aceleração tangencial ( $a_t$ ) em função da tensão de alimentação do motor ( $V$ ) e da própria velocidade longitudinal ( $v$ ), são representadas pelo modelo

$$a_t = \gamma V - \alpha v$$

$$\text{no qual } \gamma = \frac{Nk_v}{mr} \text{ e } \alpha = \frac{N^2k_\omega}{mr^2}.$$

Sendo a tensão de alimentação do motor ( $V$ ) dada com um percentual ( $V_\%$ ) da tensão de alimentação máxima ( $V_{máx}$ ), ou

$$V = V_\% \cdot V_{máx}$$

então

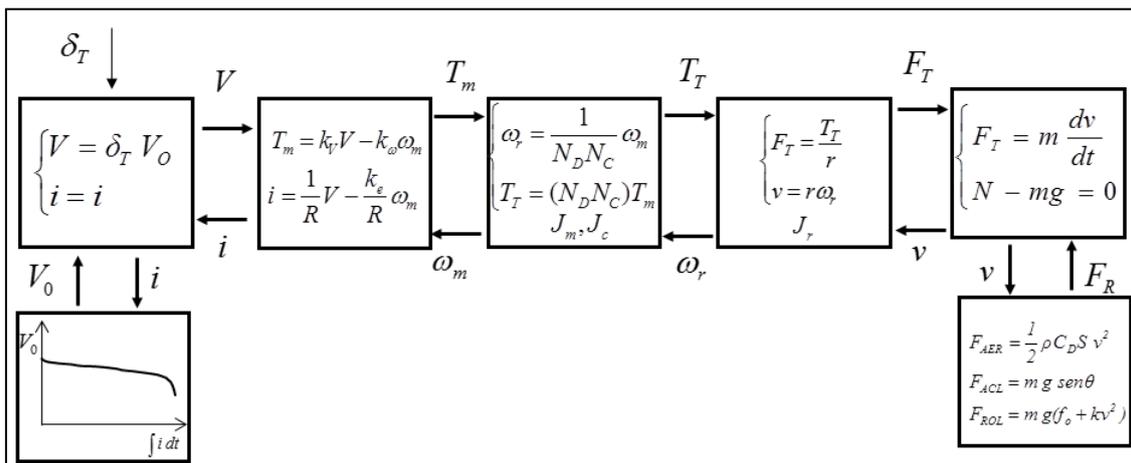
$$a_t = \gamma V_\% - \alpha v$$

na qual o coeficiente  $\gamma = \frac{Nk_v V_{máx}}{mr}$  passa incluir o valor da tensão de alimentação máxima.

A partir de testes de tração e frenagem com o veículo, devidamente instrumentado, pode-se determinar os parâmetros do modelo, ou seja calibrá-lo adequadamente.

#### 2.2.1.4. Modelo Completo da Dinâmica Longitudinal

O esquema da Figura 2.9, que representa o fluxo de potência do sistema de transmissão de um veículo elétrico terrestre desde a bateria, com controle de tensão, motor CC convencional (com escovas, *brushed*), sem dinâmica elétrica, incluindo as inércias dos componentes do sistema de transmissão e do próprio veículo, sem deslizamento no contato pneu-solo, e as resistências externas (arrasto aerodinâmico, rolamento no contato pneu-solo e aclives). Neste caso  $V = \delta_T V_0 \Rightarrow \delta_T = 0, \dots, 1 \Rightarrow \delta_T = V\%$ .



**Figura 2.9: Sistema de transmissão detalhado incluindo os modelos dos componentes.**

Como tratado anteriormente, a equação diferencial que rege o comportamento dinâmico de um veículo com propulsão elétrica, desprezando todas as perdas, cargas e resistências ao movimento, é dada por

$$\frac{dv}{dt} = \frac{Nk_v V_{max}}{mr} V\% - \frac{N^2 k_\omega}{mr^2} v$$

Considerando as relações de transmissão e o controle de tensão do motor, como mostrado na Figura 2.9, a relação Aceleração  $\times$  Velocidade Periférica das rodas de tração de um veículo com propulsão elétrica, com **motor de corrente contínua convencional** (com escovas), sem carga ou inércias do sistema, como se veículo estivesse em cima de um “cavalete”, passa a ser dada por

$$a = \frac{N_D N_C}{r} \frac{k_v V_0}{m} \delta_T - \left( \frac{N_D N_C}{r} \right)^2 \frac{k_\omega}{m} v \quad p / 0 \leq a \leq a_{máx}$$

Nestas condições pode-se determinar

$$a_{máx} = a(v)|_{v=0} = a(0) = \frac{N_D N_C}{r} \frac{k_v V_0}{m} \delta_T$$

Incluindo as resistências ao movimento: acíves (ou declives), arrasto aerodinâmico, atrito de rolamento nas rodas; mas sem considerar o deslizamento longitudinal (patinação das rodas), a transferência de carga para o eixo traseiro (modelo de massa pontual), a equação diferencial que rege a dinâmica longitudinal de um veículo terrestre em trajetória reta, sem deslizamento lateral ou velocidade angular de guinada, é

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{1}{m} (F_T - F_R) = \frac{1}{m} \left( \frac{N_D N_C k_v V_0}{r} \delta_T - \left( \frac{N_D N_C}{r} \right)^2 k_\omega v - \frac{1}{2} \rho C_D S v_x^2 - mg \operatorname{sen} \theta - mg \cos \theta (f_o + k_o v_x^2) \right)$$

Considerando as inércias do sistema de transmissão, a massa equivalente será dada por

$$m_E = m + \frac{J_m}{r^2} (N_C N_D)^2 + \frac{J_c}{r^2} N_D^2 + \frac{J_r}{r^2}$$

então o modelo para dinâmica longitudinal passa a ser descrito por

$$\frac{dv_x}{dt} = \left( \frac{N_D N_C k_v V_0}{r m_E} \right) \delta_T - \left( \frac{N_D^2 N_C^2 k_\omega}{r^2 m_E} \right) v_x - \left( \frac{\frac{1}{2} \rho C_D S + mg \cos \theta k_o}{m_E} \right) v_x^2 - \frac{mg(\operatorname{sen} \theta + \cos \theta f_o)}{m_E}$$

Considerando finalmente as perdas no sistema de transmissão, inclui-se o coeficiente de eficiência  $\eta < 1$  neste modelo, de tal modo que

$$\frac{dv_x}{dt} = \left( \frac{N_D N_C k_V V_0}{r m_E} \right) \delta_T - \left( \frac{N_D^2 N_C^2 k_\omega}{r^2 m_E \eta} \right) v_x - \left( \frac{\frac{1}{2} \rho C_D S + mg \cos \theta k_o}{m_E} \right) v_x^2 - \frac{mg(\sin \theta + \cos \theta f_o)}{m_E}$$

ou

$$\frac{dv_x}{dt} = \bar{a}_{x\delta} \delta_T - \bar{\omega}_{xx} v_x - \bar{\lambda}_{xx} v_x^2 - \bar{a}_{x\theta}$$

na qual, por conveniência, simplificação e visando a análise de sua influência no comportamento do veículo, os coeficientes compostos possuem unidades compatíveis com a simbologia adotada, ou seja:  $[\bar{a}_{x\delta}] = \text{m/s}^2$ ,  $[\bar{\omega}_{xx}] = 1/\text{s}$ ,  $[\bar{\lambda}_{xx}] = 1/\text{m}$  e  $[\bar{a}_{x\theta}] = \text{m/s}^2$ . Nota-se que tais parâmetros podem ser obtidos a partir de testes de tração (e/ou frenagem) do veículo em linha reta, no plano e/ou com aclives/declives, sem a necessidade de detalhamento da origem física de cada um deles, medida a aceleração longitudinal e determinada a velocidade longitudinal para certo valor do comando percentual do motor. Se alguns dos parâmetros forem conhecidos, notadamente relações de transmissão, ou mesmo as massas e momentos de inércia, o raio efetivo do conjunto roda-pneu, outros podem ser determinados com base nos testes experimentais realizados com o veículo, como por exemplo o coeficiente de descarga ( $C_D$ ) ou ainda a eficiência do sistema de transmissão ( $\eta$ ) ou ainda os parâmetros característicos do motor ( $k_V$  e  $k_\omega$ ).

Observa-se finalmente que se for empregado um motor CC sem escovas (*brushless*) pode-se considerar um comportamento similar ao do motor *brushed*, quando utilizada naquele motor cc “não convencional” uma malha de controle de torque com realimentação de velocidade (por exemplo adotando um sensor por efeito Hall) para regular a tensão de entrada e garantir torque constante em uma faixa de rotação (baixas velocidades angulares) e evitar o escorregamento (deslizamento, patinação) do rotor quando se exige elevados valores de torque, principalmente, e normalmente, na partida. Considerando a referida realimentação presente no motor *brushless* a ser empregado, portanto nesta análise não se fará distinção entre os motores com e sem escovas.

### 2.2.1.5. Análise da Dinâmica Longitudinal Completa

Para um dado sinal de comando  $\delta_T$ , a aceleração longitudinal máxima (ou inicial) de um veículo elétrico, na condição de velocidade inicial nula  $v(0) = 0$ , considerando as inércias do sistema de transmissão, supondo movimento sem aclives (ou declives), sem deslizamento longitudinal (patinação das rodas), e sem considerar a transferência de carga para o eixo traseiro (modelo de massa pontual), é dada por

$$a_{m\acute{a}x} = \frac{N_D N_C k_V V_0}{r \left( m + \frac{J_m}{r^2} (N_C N_D)^2 + \frac{J_c}{r^2} N_D^2 + \frac{J_r}{r^2} \right)} \delta_T$$

Para uma determinada condição de comando  $\delta_T$ , a velocidade máxima que pode ser atingida por um veículo elétrico, na qual a aceleração será nula, considerando as resistências ao movimento e a massa equivalente do sistema de transmissão, é obtida pela solução do polinômio de 2ª ordem

$$\left( \frac{\frac{1}{2} \rho C_D S + mg \cos \theta k_o}{m_E} \right) v_{m\acute{a}x}^2 + \left( \frac{N_D^2 N_C^2 k_\omega}{r^2 m_E \eta} \right) v_{m\acute{a}x} + \left( \frac{mg(\sin \theta + \cos \theta f_o)}{m_E} - \left( \frac{N_D N_C k_V V_0}{r m_E} \right) \delta_T \right) = 0$$

Nota-se que a partir da equação diferencial para a dinâmica longitudinal, escrita na forma

$$a_x(v_x, \delta_T) = \left( \frac{N_D N_C k_V V_0}{r m_E} \right) \delta_T - \left( \frac{N_D^2 N_C^2 k_\omega}{r^2 m_E \eta} \right) v_x - \left( \frac{\frac{1}{2} \rho C_D S + mg \cos \theta k_o}{m_E} \right) v_x^2 - \frac{mg(\sin \theta + \cos \theta f_o)}{m_E}$$

ou

$$a_x(v_x, \delta_T) = \bar{a}_{x\delta} \delta_T - \bar{\omega}_{xx} v_x - \bar{\lambda}_{xx} v_x^2 - \bar{a}_{x\theta}$$

podem ser traçadas curvas de desempenho do veículo  $a(v) \times v$ , para diferentes  $\delta_T$ , incluindo todos os parâmetros, efeitos e condições relevantes do motor, sistema de transmissão e do próprio veículo, assim como apresentado na Figura 2.8, porém neste caso tais curvas não seriam trechos de retas (devido ao modelo linear), mas sim “arcos” de parábolas (dadas as não linearidades associadas ao modelo), como esquematizado na Figura 2.10, cujos valores máximos (límitrofes) da aceleração ( $a_{m\acute{a}x}$ ) e da velocidade ( $v_{m\acute{a}x}$ ) são os obtidos

com comentado acima. Note que a concavidade das parábolas é tal que as acelerações (incluindo a máxima e também a velocidade máxima) neste caso são menores do que aquelas atingidas no modelo mais simplificado (Figura 2.7), uma vez que esse não incorporava o arrasto aerodinâmico, o atrito de rolamento, a inércia equivalente e a eficiência do sistema de transmissão, e os aclive/declives.

Com este modelo mais completo, empregando os parâmetros compostos, a aceleração máxima, atingida quando a velocidade é nula, para um dado  $\delta_T$  e considerando um aclive/declive e o atrito de rolamento, será

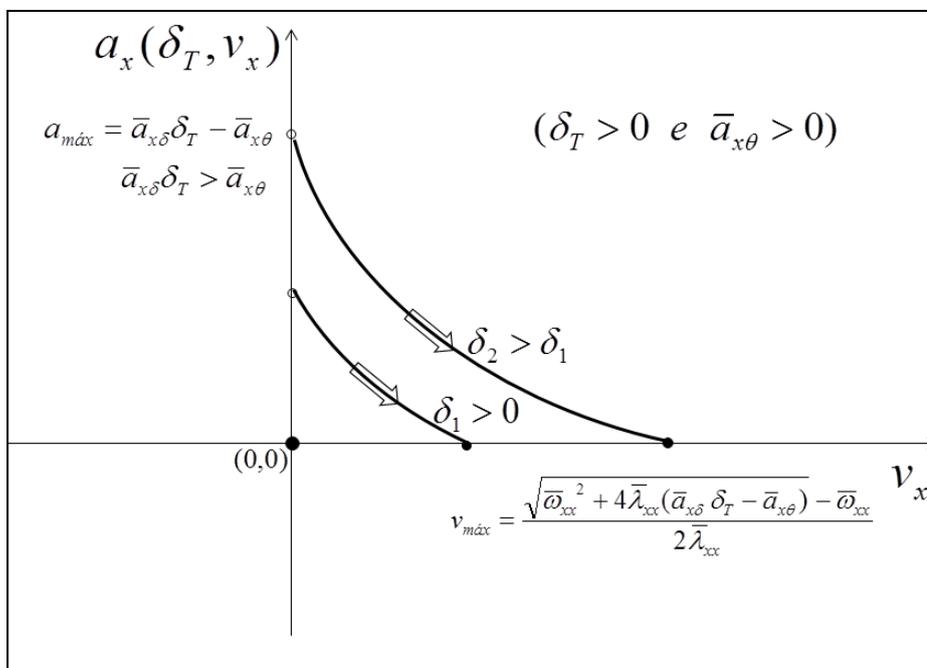
$$a_{m\acute{a}x}(\delta_T) = \bar{a}_{x\delta} \delta_T - \bar{a}_{x\theta}$$

e a velocidade máxima na qual a aceleração será nula, é dada pela solução da equação de 2º grau

$$\bar{\lambda}_{xx} v_x^2 + \bar{\omega}_{xx} v_x + (\bar{a}_{x\theta} - \bar{a}_{x\delta} \delta_T) = 0 \quad \text{ou} \quad \bar{\lambda}_{xx} v_x^2 + \bar{\omega}_{xx} v_x - a_{m\acute{a}x} = 0$$

ou seja, uma vez que apenas a solução positiva é válida, considerando o caso em que  $\delta_T > 0$  e  $\bar{a}_{x\theta} > 0$  e ainda  $\bar{a}_{x\delta} \delta_T > \bar{a}_{x\theta}$ , então

$$v_{m\acute{a}x} = \frac{\sqrt{\bar{\omega}_{xx}^2 + 4\bar{\lambda}_{xx} a_{m\acute{a}x}} - \bar{\omega}_{xx}}{2\bar{\lambda}_{xx}} = \frac{\sqrt{\bar{\omega}_{xx}^2 + 4\bar{\lambda}_{xx} (\bar{a}_{x\delta} \delta_T - \bar{a}_{x\theta})} - \bar{\omega}_{xx}}{2\bar{\lambda}_{xx}}$$

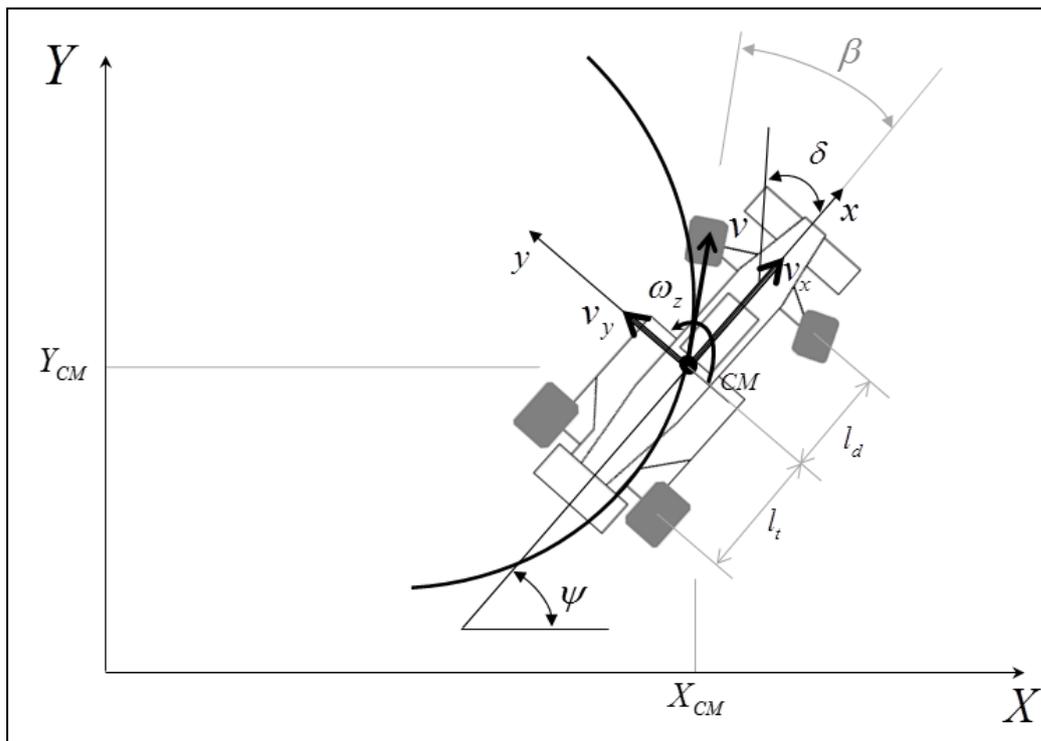


**Figura 2.10: Curvas de desempenho do sistema motor-transmissão-veículo incluindo o arrasto aerodinâmico, atrito de rolamento e aclives/declives.**

### 2.2.2. Dinâmica Lateral

Apresentam-se a seguir os modelos da dinâmica lateral de um veículo terrestre, desenvolvidos a partir da descrição das relações matemáticas entre suas principais variáveis, mostradas na Figura 2.11 a saber:

- $(X, Y)$  é o referencial global, em relação ao qual se descreve a trajetória, o deslocamento do centro de massa CM  $(X_{CM}, Y_{CM})$  e a atitude  $(\psi)$  do veículo;
- $(x, y)$  é o referencial local do veículo, não-inercial com origem no CM, em relação ao qual são escritas as equações de movimento do veículo;
- $v$  (m/s) é a velocidade absoluta do veículo;
- $v_x$  (m/s) é a velocidade longitudinal do veículo;
- $v_y$  (m/s) é a velocidade lateral do veículo (*side slip*);
- $\omega_z$  (rad/s) é a velocidade angular de guinada (*yaw rate*);
- $\psi$  (rad) é o ângulo de atitude em guinada (*yaw*);
- $\beta$  (rad) é o ângulo de ataque; e
- $\delta$  (rad) é o ângulo de esterçamento médio das rodas dianteiras.



**Figura 2.11: Referenciais global e local, variáveis e parâmetros da Dinâmica Lateral**

Na Figura 2.11 encontram-se também representadas as distâncias do eixo dianteiro ( $l_d$ ) e do eixo traseiro ( $l_t$ ) ao centro de massa (CM), obtidas pela distribuição estática de peso do veículo. No desenvolvimento a seguir, o raio de giração  $\kappa$ , é empregado para determinação do momento de inércia de guinada  $J_z = m\kappa^2$ , na qual  $m$  é a massa total, incluindo a das rodas e pneus, e pode ser obtido por modelo simplificado da geometria do veículo ou experimentalmente.

### 2.2.2.1. Modelo Linear da Dinâmica Lateral

Supondo, inicialmente, as seguintes hipóteses, aplicáveis a um veículo em determinadas condições de movimento:

- velocidade longitudinal constante ( $\dot{v}_x = 0$  e  $v_x \cong v = cte$ );
- modelo linear de deslizamento lateral dos pneus dianteiros e traseiros, ou seja força lateral linear com o ângulo de deriva;
- pequenos ângulos de ataque  $\beta = \text{tg}^{-1}(v_y/v_x) \leq 10^\circ$  (ou  $v_y \ll v_x$ );
- pequenos ângulos de guinada  $\psi \leq 10^\circ$ , ou seja, modelo válido para manobras tipo troca de pista simples (mudança de pista de rolamento) ou troca de pista dupla (ultrapassagens) ou chicanes, ou *slalon* de pequena amplitude;

a partir do modelo apresentado em Jazar (2008), adaptado para um veículo com 4 rodas, mas de bitolas desprezíveis, as equações diferenciais que regem o seu comportamento lateral em função das variáveis independentes (entradas), os ângulos de esterçamento das rodas dianteiras direita ( $\delta_D$ ) e esquerda ( $\delta_E$ ), obtidos da Geometria de Ackerman (como tratado a seguir no item 2.2.2.2), são dadas por

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-2(C_d + C_t)}{m v} & \frac{-2(l_d C_d - l_t C_t) - m v^2}{m v} \\ \frac{-2(l_d C_d - l_t C_t)}{J_z v} & \frac{-2(l_d^2 C_d + l_t^2 C_t)}{J_z v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \omega_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_d}{m} & \frac{C_d}{m} \\ \frac{l_d C_d}{J_z} & \frac{l_d C_d}{J_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_E \\ \delta_D \end{bmatrix}$$

nas quais,  $C_d$  e  $C_t$  são os coeficientes de deformação lateral, respectivamente, dos pneus dianteiros e traseiros, associados ao modelo linear da força lateral em função dos ângulos de deriva (detalhados adiante no item 2.2.2.4).

Considerando o ângulo médio de esterçamento das rodas dianteiras,

$$\delta = \frac{(\delta_D + \delta_E)}{2}$$

então a força lateral e o momento de guinada, dados pela matriz de entradas no modelo de estado, podem ser escritas como

$$\begin{cases} F_y = \frac{C_d}{m} \delta_D + \frac{C_d}{m} \delta_E = \frac{C_d}{m} (\delta_D + \delta_E) = \frac{2C_d}{m} \delta \\ M_z = \frac{l_d C_d}{J_z} \delta_D + \frac{l_d C_d}{J_z} \delta_E = \frac{l_d C_d}{J_z} (\delta_D + \delta_E) = \frac{2l_d C_d}{J_z} \delta \end{cases}$$

e o modelo linear para a dinâmica lateral pode ser reescrito como

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-2(C_d + C_t)}{m v} & \frac{-2(l_d C_d - l_t C_t) - m v^2}{m v} \\ \frac{-2(l_d C_d - l_t C_t)}{J_z v} & \frac{-2(l_d^2 C_d + l_t^2 C_t)}{J_z v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \omega_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_d}{m} \\ \frac{2l_d C_d}{J_z} \end{bmatrix} \delta$$

ou ainda

$$\begin{cases} a_y = \left( \frac{-2(C_d + C_t)}{m v} \right) v_y + \left( \frac{-2(l_d C_d - l_t C_t) - m v^2}{m v} \right) \omega_z + \left( \frac{2C_d}{m} \right) \delta \\ \alpha_z = \left( \frac{-2(l_d C_d - l_t C_t)}{m \kappa^2 v} \right) v_y + \left( \frac{-2(l_d^2 C_d + l_t^2 C_t)}{m \kappa^2 v} \right) \omega_z + \left( \frac{2l_d C_d}{m \kappa^2} \right) \delta \end{cases}$$

ou

$$\begin{cases} a_y = -\bar{\omega}_{yy} v_y - \bar{v}_{yz} \omega_z + \bar{a}_{y\delta} \delta \\ \alpha_z = -\bar{\zeta}_{zy} v_y - \bar{\omega}_{zz} \omega_z + \bar{\alpha}_{z\delta} \delta \end{cases}$$

na qual, novamente, os parâmetros compostos na representação acima possuem unidades compatíveis com a simbologia utilizada:  $\bar{\omega}_{yy}$  e  $\bar{\omega}_{zz}$  têm unidade de frequência ( $1/s$ ),  $\bar{v}_{yz}$  velocidade ( $m/s$ ),  $\bar{\zeta}_{zy}$  comprimento de onda versus frequência ( $1/ms$ ),  $\bar{a}_{y\delta}$  aceleração ( $m/s^2$ ) e  $\bar{\alpha}_{z\delta}$  aceleração angular ( $1/s^2$ ). Estes parâmetros compostos serão empregados para a análise do comportamento dinâmico do veículo em curva. Também neste caso, os parâmetros assim definidos, podem ser determinados a partir de testes com o veículo em trajetórias curvilíneas predefinidas (por exemplo, círculos de raio constante ou *skidpad*), em velocidade constante, sem a necessidade de detalhamento de suas origens físicas, a partir das medidas de aceleração lateral e velocidade angular de guinada, determinadas a velocidades lateral e a aceleração angular de guinada, para um

dados ângulo de esterçamento médio. Observa-se que se alguns dos parâmetros forem conhecidos, tipicamente os relacionados à geometria (distâncias  $l_d$  e  $l_t$ ) ou mesmo a massa e o momento de inércia (ou raio de giração), pode-se determinar os coeficientes de rigidez lateral dos pneus ( $C_d$  e  $C_t$ ) de fundamental importância para a compreensão da dinâmica lateral de um veículo. Também os parâmetros não incluídos no modelo, como por exemplo as bitolas (dianteira  $b_d$  e traseira  $b_t$ ) podem ter sua influência (ou não influência) avaliada a partir dos resultados dos testes experimentais comparados ao do modelo adotado.

Lembrando que a trajetória do veículo no plano é definida por

$$\begin{cases} \dot{X} = (\cos \psi)v_x - (\sin \psi)v_y \\ \dot{Y} = (\sin \psi)v_x + (\cos \psi)v_y \end{cases}$$

e considerando as hipóteses de pequenos ângulos de guinada  $\psi \rightarrow 0 \therefore \cos \psi \cong 1$  e  $\sin \psi \cong \psi$ , válida para as manobras citadas anteriormente, e de ataque  $\beta \rightarrow 0 \therefore v_y \ll v_x$ , válida para velocidades laterais de pequena amplitude, logo

$$\begin{cases} \dot{X} \cong v_x \\ \dot{Y} \cong \psi v_x + v_y \cong \psi v + v_y \end{cases}$$

e o **Modelo de Estado Aumentado**, que inclui o ângulo de guinada e os deslocamentos nos eixos do sistema de referência global X e Y, é dado por

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \\ \dot{\psi} \\ \dot{Y} \\ \dot{X} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\bar{\omega}_{yy} & -\bar{v}_{yz} & 0 & 0 & 0 \\ -\bar{\zeta}_{zy} & -\bar{\omega}_{zz} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & v & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \omega_z \\ \psi \\ Y \\ X \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{a}_{y\delta} & 0 \\ \bar{\alpha}_{z\delta} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \\ v_x \end{bmatrix}$$

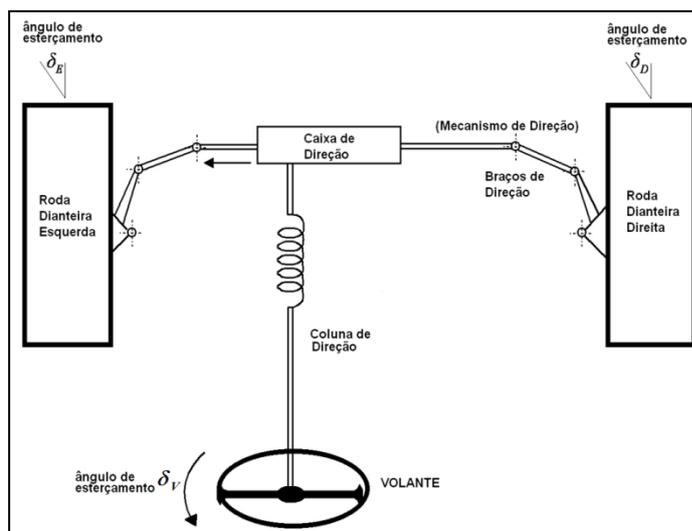
que possibilita a análise simultânea das dinâmicas de atitude e trajetória de um veículo em curva em manobras que satisfaçam as hipóteses adotadas. Note que  $v_x$  deve necessariamente ser constante e é tanto “entrada” (em degrau) como parâmetro ( $v$ ) do modelo.

### 2.2.2.2. Modelo do Sistema de Direção e Geometria de Ackerman

De modo a descrever o modelo de dinâmica lateral com mais detalhes devem ser estabelecidos modelos para o sistema de direção e para a Geometria de Ackerman, que definem os ângulos de esterçamento das rodas, entrada para o sistema lateral. A Figura 2.12 mostra o esquema de um sistema de direção típico, no qual, por hipótese os ângulos  $\delta_E$  e  $\delta_D$  serão determinados por relações lineares por partes, de acordo com

$$\text{Curvas à esquerda : } \delta_V > 0 \text{ e } \delta_E = k_d \cdot \delta_V \quad \text{e} \quad \text{Curvas à direita : } \delta_V < 0 \text{ e } \delta_D = k_d \cdot \delta_V$$

nas quais  $k_d$  é um ganho que representa o conjunto de componentes da direção, desde o volante até às rodas, indicando que a dinâmica e as não linearidades inerentes à este sistema foram desprezadas, e  $\delta_V$  é o ângulo de esterçamento do volante.



**Figura 2.12: Sistema de direção típico.**

Considerando as relações geométricas construtivas dos mecanismos de direção típicos, deve-se incluir neste modelo as equações que estabelecem os ângulos  $\delta_E$  e  $\delta_D$  em função do raio do eixo traseiro em uma curva circular ( $R$ ), da bitola dianteira ( $b_d$ ) e da distância entre eixos ( $l$ ) (Figura 2.13), conhecidas como Geometria de Ackerman, dadas por

$$\text{tg } \delta_i = \frac{l}{R - b_d/2} \quad \text{e} \quad \text{tg } \delta_e = \frac{l}{R + b_d/2} \quad \text{ou} \quad \text{cotg } \delta_e - \text{cotg } \delta_i = \frac{b_d}{l}$$

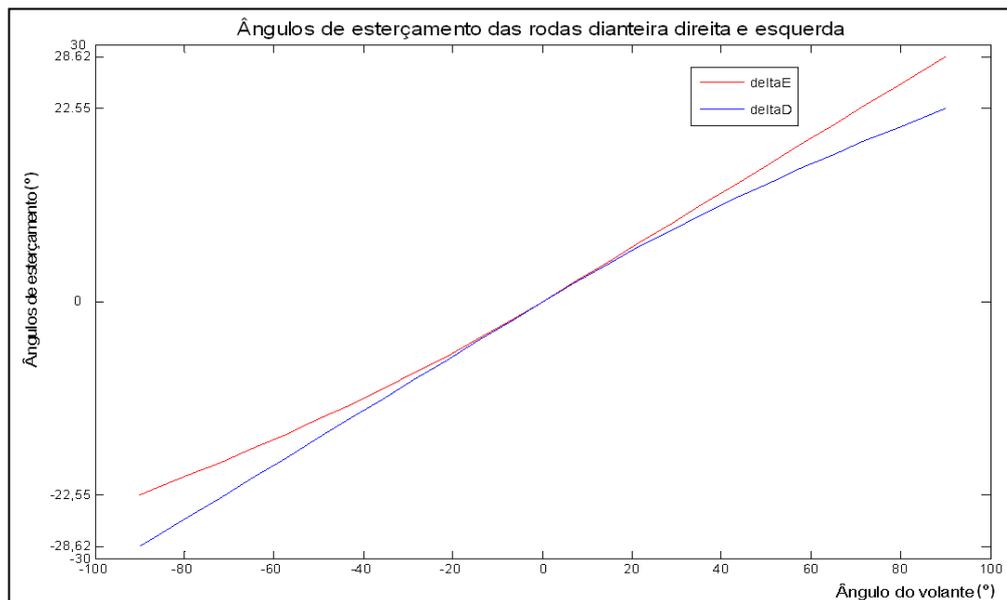


nas quais  $\delta_f$  e  $\delta_{m\acute{a}x}$  são, respectivamente a folga no sistema de direção e o ângulo de esterçamento máximo do volante. Para um veículo típico, a Figura 2.14 apresenta a variação dos ângulos de esterçamento das rodas direita e esquerda como função do ângulo do volante, de acordo com as equações acima, considerando a folga nula e com valor máximo de  $\pm 90^\circ$ . Nota-se que apesar das não linearidades da Geometria de Ackerman, na faixa de  $-20^\circ \leq \delta_V \leq 20^\circ$  (pequenos ângulos de esterçamento ou curvas de grande raio), pode-se adotar o modelo linear com ganho único no intervalo, de tal modo que

$$\begin{cases} \delta_E = k_d \cdot \delta_V \\ \delta_D = k_d \cdot \delta_V \end{cases}$$

logo o ângulo de esterçamento médio das rodas será dado também por

$$\delta = \frac{\delta_E + \delta_D}{2} = k_d \cdot \delta_V$$



**Figura 2.14: Relação dos ângulos de esterçamento das rodas e do volante.**

Admitindo válida a aproximação linear para toda a faixa de variação do ângulo do volante, então

$$\delta = (k_d \delta_{m\acute{a}x}) \delta_S$$

na qual  $\delta_S = 0, \dots, 1$ , é o percentual de esterçamento do volante em relação ao ângulo máximo  $\delta_{m\acute{a}x}$ . Se for empregado diretamente ângulo de esterçamento máximo das rodas  $\delta_M$ , então não há necessidade de incluir o ganho do sistema de direção, logo

$$\delta = \delta_M \cdot \delta_S$$

### 2.2.2.3. Modelo da Cinemática Lateral

De modo a analisar o desempenho do veículo a partir do modelo da Dinâmica Lateral é conveniente compará-lo com o comportamento descrito através do modelo da Cinemática Lateral, que caracteriza seu desempenho ideal em curvas, com velocidade constante, e está baseado diretamente na Geometria de Ackerman. A solução deste modelo estabelece a trajetória neutra (sem tendências subesterçante ou sobresterçante, tratadas adiante), na qual os pontos de contato dos quatro pneus com o solo e o centro de massa percorrem círculos concêntricos (instantâneos ou durante um determinado intervalo de tempo), cujos raios estão relacionados, como mostrado na Figura 2.13. Observa-se que o comportamento previsto pela Cinemática Lateral, só é válido, de fato, para baixas velocidades e raios de curvatura elevados (ou pequenos ângulo de esterçamento), quando não há deslizamento (deriva) dos pneus. A Figura 2.15 apresenta as variáveis e parâmetros associados a este modelo instantâneo (ideal).



$$\omega = \frac{v}{\rho}$$

e as demais variáveis da Cinemática Lateral dadas por

$$\beta = \operatorname{tg}^{-1} \frac{v_y}{v_x} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{l_t}{R}$$

$$\begin{cases} v_x = v \cos \beta \\ v_y = v \operatorname{sen} \beta \end{cases}$$

$$a_n = \frac{v^2}{\rho} = \omega^2 \rho$$

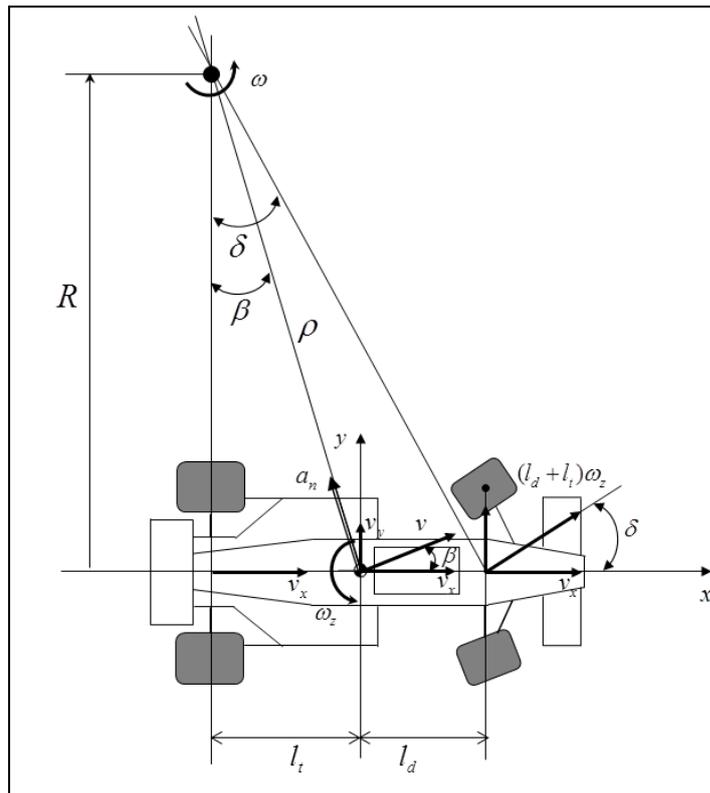
Pode-se afirmar que, nas condições cinemáticas estabelecidas para este modelo, a velocidade lateral instantânea do eixo traseiro é nula, ou seja  $v_{yt} = 0$  (Figura 2.16). Escrevendo as expressões para as velocidades instantâneas de translação lateral dos eixos dianteiro  $v_{yd}$  e traseiro  $v_{yt}$  em função das velocidades lateral do Centro de Massa  $v_y$  e angular do Corpo do Veículo  $\omega_z$ , e impondo a condição cinemática mencionada, tem-se

$$\begin{array}{c} \text{Condições} \\ \text{Cinemáticas} \end{array} \quad v_{yt} = v_y - l_t \omega_z \cong 0 \Rightarrow v_y = l_t \omega_z$$

$$\begin{array}{c} \text{Condições} \\ \text{Cinemáticas} \end{array} \quad v_{yd} = v_y + l_d \omega_z \cong l_t \omega_z + l_d \omega_z = (l_t + l_d) \omega_z = l \omega_z$$

e assim é estabelecida a **relação fundamental da Cinemática Lateral, para o veículo neutro ou ideal**, que garante a igualdade das velocidades angulares do Centro de Massa ( $\omega$ ) e do Corpo do Veículo ( $\omega_z$ ), a partir de

$$v_y = v \operatorname{sen} \beta \Rightarrow \rho \omega \operatorname{sen} \beta = l_t \omega_z \Rightarrow \omega \rho \operatorname{sen} \beta = l_t \omega_z \xrightarrow{\rho \operatorname{sen} \beta = l_t} \omega = \omega_z$$



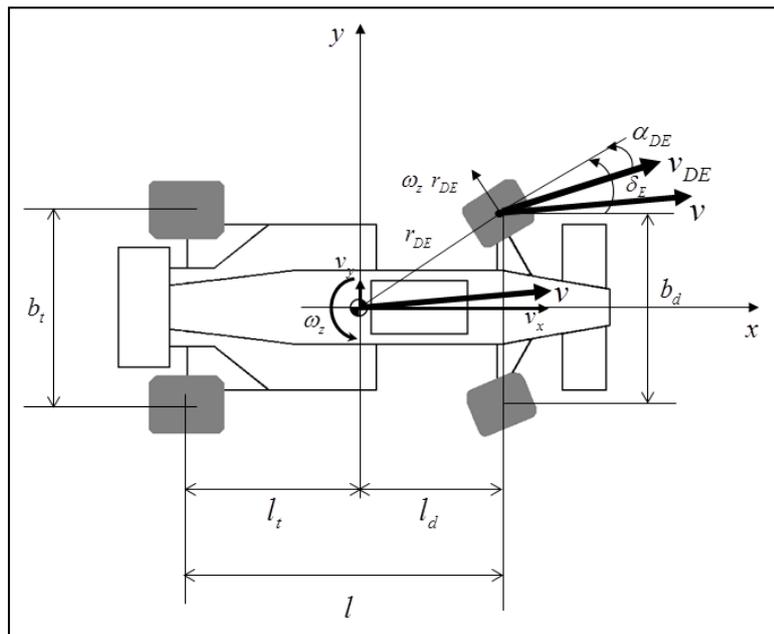
**Figura 2.16: Velocidades dos eixos dianteiro e traseiro do veículo em curva.**

#### 2.2.2.4. Ângulos de Deriva

O ângulo de deriva de um pneu estabelece a direção de seu deslocamento, em relação à direção em que está orientado, e caracteriza o deslizamento (ou deformação) lateral do pneu, variável associada à geração de força de aderência (Jazar, 2008) responsável pela sua capacidade de aceleração lateral. A Figura 2.17 ilustra o ângulo de deriva do pneu dianteiro esquerdo, dependente das velocidades de translação longitudinal e lateral, e angular de guinada, e das distâncias do ponto de contato com pneu ao Centro de Massa do veículo. Assim, os ângulos de deriva (ou deslizamento lateral) dos 4 pneus são dados por

$$\alpha_{DD} = \delta_D - \operatorname{tg}^{-1} \left( \frac{v_y + l_d \omega_z}{v_x + \frac{b_d}{2} \omega_z} \right) \quad \alpha_{DE} = \delta_E - \operatorname{tg}^{-1} \left( \frac{v_y + l_d \omega_z}{v_x - \frac{b_d}{2} \omega_z} \right)$$

$$\alpha_{TD} = \operatorname{tg}^{-1} \left( \frac{-v_y + l_t \omega_z}{v_x + \frac{b_t}{2} \omega_z} \right) \quad \alpha_{TE} = \operatorname{tg}^{-1} \left( \frac{-v_y + l_d \omega_z}{v_x - \frac{b_t}{2} \omega_z} \right)$$



**Figura 2.17: Ângulo de deriva do pneu dianteiro esquerdo.**

Como comentado acima, e empregado, sem detalhamento, no item 2.2.2.1 quando da descrição do modelo de dinâmica lateral linear, o ângulo de deriva está diretamente associado à força lateral gerada em um pneu, cujo comportamento típico é apresentado na Figura 2.18. No modelo adotado, supõe-se pequenos ângulos de deriva, e portanto trabalha-se na faixa linear da função  $F_y \times \alpha$ , considera-se o ângulo de esterçamento médio das rodas dianteiras e as bitolas desprezíveis ( $b_d = 0$  e  $b_t = 0$ ). Sendo  $\alpha_d$  a direção de movimento do pneu dianteiro ( $v_D$ ) em relação à direção ( $\delta$ ) em que esse encontra-se orientado, tem-se os deslizamentos laterais (ou ângulos de deriva) dos pneus dianteiros ( $\alpha_d$ ) e dos pneus traseiros ( $\alpha_t$ ), incluindo ainda a hipótese de pequenos ângulos, como mostrado na Figura 2.19, dados, respectivamente, por

$$\alpha_d \cong \delta - \left( \frac{v_y + l_d \omega_z}{v_x} \right) \quad e \quad \alpha_t \cong \left( \frac{-v_y + l_t \omega_z}{v_x} \right)$$

expressões que podem ser utilizadas para verificação da validade ou não do modelo linear com o qual se está analisando o comportamento lateral do veículo.

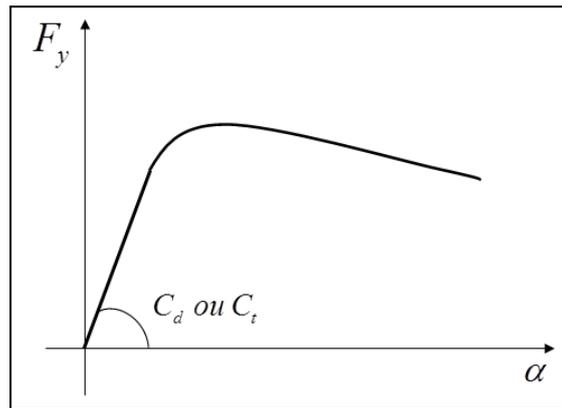


Figura 2.18: Força lateral como função do ângulo de deriva.

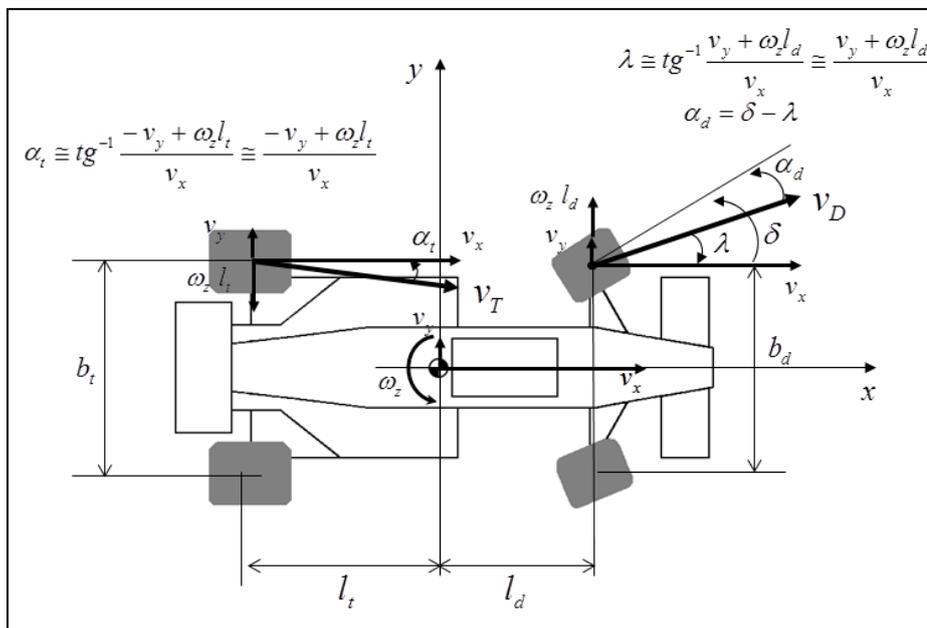


Figura 2.19: Ângulos de deriva dianteiro e traseiro aproximados.

### 2.2.2.5. Análise da Dinâmica Lateral Linear

O modelo de estado aumentado que representa a Dinâmica Lateral Linear, incluindo os ângulos de deriva como variáveis de saída, é dado por

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \\ \dot{\psi} \\ \dot{Y} \\ \dot{X} \end{array} \right\} = \begin{bmatrix} -\bar{\omega}_{yy} & -\bar{v}_{yz} & 0 & 0 & 0 \\ -\bar{\zeta}_{zy} & -\bar{\omega}_{zz} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & v & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \omega_z \\ \psi \\ Y \\ X \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{a}_{y\delta} & 0 \\ \bar{\alpha}_{z\delta} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_S \\ v_x \end{bmatrix} \\
 \\
 \left\{ \begin{array}{l} v_y \\ \omega_z \\ \psi \\ Y \\ X \\ a_y \\ \alpha_z \\ \alpha_d \\ \alpha_t \end{array} \right\} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\bar{\omega}_{yy} & -\bar{v}_{yz} & 0 & 0 & 0 \\ -\bar{\zeta}_{zy} & -\bar{\omega}_{zz} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{v} & -\frac{l_d}{v} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{v} & \frac{l_d}{v} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \omega_z \\ \psi \\ Y \\ X \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \bar{a}_{y\delta} & 0 \\ \bar{\alpha}_{z\delta} & 0 \\ \delta_M & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_S \\ v_x \end{bmatrix}$$

no qual os parâmetros compostos

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{a}_{y\delta} = \frac{2C_d\delta_M}{m} \\ \bar{\alpha}_{z\delta} = \frac{2l_dC_d\delta_M}{m\kappa^2} \end{array} \right.$$

agora incluem o valor do ângulo de esterçamento máximo das rodas, uma vez que a entrada é o ângulo de esterçamento percentual. Considerando as relações estabelecidas pela Cinemática Lateral também como variáveis de saída, porém não lineares, dadas por

$$\left\{ \begin{array}{l} R = \frac{l}{\operatorname{tg}(|\delta_M \cdot \delta_S|)} \\ \rho = \pm \sqrt{R^2 + l_t^2} \\ v_t = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \\ \omega_{din} = \frac{v_t}{\rho} \\ \omega_{cin} = \frac{v}{\rho} \\ \beta_{din} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{v_y}{v_x} \\ \beta_{cin} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{l_t}{R} \\ a_n^{din} = \frac{v_t^2}{\rho} = a_y \operatorname{sen} \beta_{din} \\ a_n^{cin} = \frac{v^2}{\rho} \end{array} \right.$$

nas quais  $v_t$  é a real velocidade (tangencial) do veículo (e não necessariamente aquela suposta constante,  $v$ , incluída como parâmetro no modelo de estado),  $\omega_{din}$  é a velocidade angular do Centro de Massa resultante do seu comportamento dinâmico, e  $\omega_{cin}$  aquela prevista pela cinemática, assim como, respectivamente, os ângulos de ataque  $\beta_{din}$  e  $\beta_{cin}$ , e as acelerações normais  $a_n^{din}$  e  $a_n^{cin}$ . Note que  $a_n^{din}$  pode ser determinada pela projeção da aceleração lateral em função do ângulo de ataque (vides Figuras 2.13 ou 2.15).

Então, a partir destas equações pode-se analisar o comportamento dinâmico transiente e permanente (estacionário) do veículo em curvas, compará-lo ao comportamento cinemático ideal, e ainda, entre outras, verificar as limitações deste modelo relacionadas às possíveis manobras a serem simuladas, associadas às hipóteses simplificadoras estabelecidas para o seu desenvolvimento.

Um primeiro resultado fundamental para avaliação do comportamento da dinâmica lateral do veículo é a determinação dos autovalores do modelo de estado. Nota-se claramente que o modelo aumentado possui autovalores nulos, devido às integrações presentes (e/ou as linhas/colunas nulas), porém as características de maior interesse encontram-se nas relações das velocidades

lateral e angular de guinada com as respectivas acelerações, uma vez que a dinâmica do veículo em curva depende basicamente destas variáveis.

Também o comportamento estacionário em curvas para esterçamento constante (degrau) pode ser analisado pela determinação de  $v_{y\infty}$  e  $\omega_{z\infty}$  a partir da inversa-simétrica da matriz de estado  $-A^{-1}B \delta_s$ . Comparar  $\omega_{z\infty}$  com  $\omega = v/\rho$ , sendo  $\rho$  dado pela Geometria de Ackerman possibilita avaliar as características estacionárias de subesterçamento ou sobreesterçamento. Deve-se lembrar que, normalmente, esta condição geométrica só é empregada para determinar o ângulo de esterçamento necessário para uma dada curva, com raio conhecido, que se deseja percorrer, mas as relações estabelecidas pela Geometria de Ackerman também podem ser utilizadas para determinar as características subesterçante, neutra ou sobreesterçante em curvas estacionárias.

Considerando que a velocidade angular  $\omega_z$  está diretamente associada às características de subesterçamento e sobreesterçamento de um veículo em curva, as seguintes condições podem ser avaliadas a cada instante de tempo:

- Se  $\omega_z > \frac{a_y}{v_x} \Rightarrow$  **sobresterçante (fecha a curva em regime permanente)**

$$\Delta\omega_z = \omega_z - \frac{a_y}{v_x} > 0 \Rightarrow \text{sobresterçante (pelo menos no transiente)}$$

- Se  $\omega_z = \frac{a_y}{v_x} \Rightarrow$  **neutro (comportamento equivalente ao cinemático em regime permanente)**

$$\text{Em regime permanente : } \dot{v}_y = a_y - v_x \omega_z = a_y - v_x \frac{a_y}{v_x} = 0 \Rightarrow v_y = 0 \text{ ou cte}$$

- Se  $\omega_z < \frac{a_y}{v_x} \Rightarrow$  **subesterçante (abre a curva em regime permanente)**

$$\Delta\omega_z = \omega_z - \frac{a_y}{v_x} < 0 \Rightarrow \text{subesterçante (pelo menos no transiente)}$$

e com isso se ter a noção exata do comportamento transiente e permanente do veículo em qualquer tipo ou trecho de curva. Nota-se que estas condições são gerais, e aplicáveis também ao modelo não linear mais representativo da dinâmica lateral.

Outra informação de grande importância que pode ser obtida a partir da análise do modelo de estado é velocidade limite para estabilidade de veículos sobreesterçantes, a partir da qual se tornam dinamicamente instáveis. Também é

fundamental determinar o ângulo de esterçamento máximo, de tal modo que o ângulo de guinada esteja dentro do limite de linearidade do modelo, assim como a validade do modelo linear deve ser verificada pelos ângulos de deriva, que devem estar de acordo com a aproximação estabelecida.

### 2.2.3. Dinâmica Plana Não Linear de um Veículo Terrestre com 3 Graus de Liberdade

Da Dinâmica Plana de Corpos Rígidos no referencial local (móvel, não inercial) do corpo, tem-se as equações de Newton-Euler (Jazar, 2008) simplificadas, que caracterizam os respectivos acoplamentos entre as acelerações de translação e as velocidades de translação e rotação,

$$\begin{cases} \dot{v}_x = a_x + v_y \omega_z \\ \dot{v}_y = a_y - v_x \omega_z \\ \dot{\omega}_z = \alpha_z \end{cases}$$

Então dados  $a_x(t)$ ,  $a_y(t)$  e  $\alpha_z(t)$  tem-se

$$v_x(t) = v_x(0) + \int a_x(t) + v_y(t) \omega_z(t) dt$$

$$v_y(t) = v_y(0) + \int a_y(t) - v_x(t) \omega_z(t) dt$$

$$\omega_z(t) = \omega_z(0) + \int \alpha_z(t) dt$$

Incluindo o ângulo de guinada e as transformações de coordenadas do referencial local para o inercial, tem-se

$$\psi = \int \omega_z dt + \psi(0)$$

$$\begin{cases} \dot{X} = v_X = (\cos \psi) v_x - (\text{sen} \psi) v_y \\ \dot{Y} = v_Y = (\text{sen} \psi) v_x + (\cos \psi) v_y \end{cases}$$

$$\begin{cases} X = \int v_x dt + X(0) \\ Y = \int v_y dt + Y(0) \end{cases}$$

que determinam a atitude e trajetória do corpo no plano, ou seja um modelo de 3 graus de liberdade: as velocidades longitudinal ( $v_x$ ), lateral ( $v_y$ ) e angular de guinada ( $\omega_z$ ) no referencial local; e 6 variáveis de estado: as três velocidades ( $v_x$ ,  $v_y$  e  $\omega_z$ ), os deslocamentos no referencial global (X, Y) e a atitude em guinada ( $\psi$  - o ângulo do eixo x local com o eixo X global).

Para que este modelo possa ser empregado de modo a representar um veículo devem ser determinadas as acelerações longitudinal, lateral e angular que dependem dos seus sistemas e componentes constituintes, de acordo com a tratado nos itens anteriores. Assim, empregando os modelos independentes para as dinâmicas longitudinal e lateral apresentados, considerando os devidos acoplamentos característicos da dinâmica de corpo rígido, e principalmente a variação de velocidade, inexistente na dinâmica lateral linear, pode-se estabelecer o modelo para a **Dinâmica Plana Acoplada**, como mostrado a seguir.

### 2.2.3.1. Dinâmicas Longitudinal e Lateral Acopladas

Se for considerada a possibilidade do veículo (com propulsão elétrica - **motor de corrente contínua convencional** (com escovas)) percorrer uma curva acelerando, então o modelo para dinâmica longitudinal,

$$\frac{dv_x}{dt} = \left( \frac{N_D N_C k_V V_0}{r m_E} \right) \delta_T - \left( \frac{N_D^2 N_C^2 k_\omega}{r^2 m_E} \right) v_x - \left( \frac{\frac{1}{2} \rho C_D S + mg \cos \theta k_o}{m_E} \right) v_x^2 - \frac{mg(\sin \theta + \cos \theta f_o)}{m_E}$$

deve ser alterado para incluir os efeitos do acoplamento de corpo rígido entre a aceleração longitudinal e as velocidades lateral e angular de guinada, ou seja

$$\frac{dv_x}{dt} = \left( \frac{N_D N_C k_V V_0}{r m_E} \right) \delta_T - \left( \frac{N_D^2 N_C^2 k_\omega}{r^2 m_E} \right) v_x - \left( \frac{\frac{1}{2} \rho C_D S + mg \cos \theta k_o}{m_E} \right) v_x^2 - \frac{mg(\sin \theta + \cos \theta f_o)}{m_E} + v_y \omega_z$$

ou ainda, usando os mesmos parâmetros compostos anteriormente empregados para a dinâmica longitudinal, tem-se finalmente

$$\dot{v}_x = \bar{a}_{x\delta} \delta_T - \bar{\omega}_{xx} v_x - \bar{\lambda}_{xx} v_x^2 - \bar{a}_{x\theta} + v_y \omega_z$$

Considerando agora a variação de velocidade no modelo para a dinâmica lateral, mas mantendo a hipótese de pequenos ângulos de deriva (modelo linear para geração de força lateral nos pneus), tem-se, a partir de

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-2(C_d + C_t)}{m v} & \frac{-2(l_d C_d - l_t C_t) - m v^2}{m v} \\ \frac{-2(l_d C_d - l_t C_t)}{J_z v} & \frac{-2(l_d^2 C_d + l_t^2 C_t)}{J_z v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \omega_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_d \delta_M}{m} \\ \frac{2l_d C_d \delta_M}{J_z} \end{bmatrix} \delta_S$$

um modelo não linear

$$\begin{cases} \dot{v}_y = -\frac{2(C_d + C_t)}{m v_x} v_y - \frac{2(l_d C_d - l_t C_t) + m v_x^2}{m v_x} \omega_z + \frac{2C_d \delta_M}{m} \delta_S \\ \dot{\omega}_z = -\frac{2(l_d C_d - l_t C_t)}{\kappa^2 m v_x} v_y - \frac{2(l_d^2 C_d + l_t^2 C_t)}{\kappa^2 m v_x} \omega_z + \frac{2l_d C_d \delta_M}{\kappa^2 m} \delta_S \end{cases}$$

no qual as acelerações lateral e de guinada dependem do inverso da velocidade longitudinal, o que poderia indicar uma situação de divisão por zero, no caso desta ser nula, porém isso não faz qualquer sentido, pois o veículo estaria parado e não percorrendo curva alguma! Na verdade este modelo só pode ser usado a partir de uma velocidade inicial não nula, ou então ser desmembrado em 2, caso a velocidade inicial seja nula: um apenas com a dinâmica longitudinal nos instantes iniciais, de modo que o veículo adquira velocidade, para depois ser empregado o modelo completo.

Empregando os parâmetros compostos, como os adotados anteriormente, mas com as devidas alterações de modo a torná-los independentes da velocidade longitudinal, tem-se

$$\begin{cases} \dot{v}_y = -\bar{a}_{yy} \frac{1}{v_x} v_y - \bar{g}_{yz}^2 \frac{1}{v_x} \omega_z - v_x \omega_z + \bar{a}_{y\delta} \delta_S \\ \dot{\omega}_z = -\bar{\alpha}_{zy} \frac{1}{v_x} v_y - \bar{a}_{zz} \frac{1}{v_x} \omega_z + \bar{\alpha}_{z\delta} \delta_S \end{cases}$$

nas quais  $[\bar{a}_{yy}] = \text{m/s}^2$ ,  $[\bar{g}_{yz}^2] = (\text{m/s})^2$ ,  $[\bar{a}_{y\delta}] = \text{m/s}^2$ ,  $[\bar{\alpha}_{zy}] = \text{rad/s}^2$ ,  $[\bar{a}_{zz}] = \text{m/s}^2$  e  $[\bar{\alpha}_{z\delta}] = \text{rad/s}^2$ .

Relaxando as hipóteses de pequenos ângulos de ataque e de guinada, a trajetória do veículo no plano é definida por

$$\begin{cases} \dot{X} = (\cos \psi) v_x - (\text{sen} \psi) v_y \\ \dot{Y} = (\text{sen} \psi) v_x + (\cos \psi) v_y \end{cases}$$

Assim, o **modelo de estado não linear (simplificado) acoplado para a dinâmica plana com 3 graus de liberdade**: velocidade longitudinal, velocidade lateral e velocidade de guinada, e 6 variáveis de estado (as 3 velocidades e os 2 deslocamentos no referencial global e a atitude em guinada), é dado por

$$\begin{cases} \dot{v}_x = \left( \frac{N_D N_C k_v V_0}{r m_E} \right) \delta_T - \left( \frac{N_D^2 N_C^2 k_\omega}{r^2 m_E} \right) v_x - \left( \frac{\frac{1}{2} \rho C_D S + mg \cos \theta k_o}{m_E} \right) v_x^2 - \frac{mg(\text{sen} \theta + \cos \theta f_o)}{m_E} + v_y \omega_z \\ \dot{v}_y = \left( \frac{-2(C_d + C_t)}{m} \right) \frac{1}{v_x} v_y + \left( \frac{-2(l_d C_d - l_t C_t) - m v_x^2}{m} \right) \frac{1}{v_x} \omega_z + \left( \frac{2C_d \delta_M}{m} \right) \delta_S \\ \dot{\omega}_z = \left( \frac{-2(l_d C_d - l_t C_t)}{\kappa^2 m} \right) \frac{1}{v_x} v_y + \left( \frac{-2(l_d^2 C_d + l_t^2 C_t)}{\kappa^2 m} \right) \frac{1}{v_x} \omega_z + \left( \frac{2l_d C_d \delta_M}{\kappa^2 m} \right) \delta_S \\ \dot{\psi} = \omega_z \\ \dot{X} = (\cos \psi) v_x - (\text{sen} \psi) v_y \\ \dot{Y} = (\text{sen} \psi) v_x + (\cos \psi) v_y \end{cases}$$

ou empregando os parâmetros compostos

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{v}_x = \bar{a}_{x\delta} \delta_T - \bar{\omega}_{xx} v_x - \bar{\lambda}_{xx} v_x^2 - \bar{a}_{x\theta} + v_y \omega_z \\ \dot{v}_y = -\bar{a}_{yy} \frac{1}{v_x} v_y - \bar{g}_{yz}^2 \frac{1}{v_x} \omega_z - v_x \omega_z + \bar{a}_{y\delta} \delta_S \\ \dot{\omega}_z = -\bar{\alpha}_{zy} \frac{1}{v_x} v_y - \bar{a}_{zz} \frac{1}{v_x} \omega_z + \bar{\alpha}_{z\delta} \delta_S \\ \dot{\psi} = \omega_z \\ \dot{X} = (\cos \psi) v_x - (\text{sen} \psi) v_y \\ \dot{Y} = (\text{sen} \psi) v_x + (\cos \psi) v_y \end{array} \right.$$

nas quais  $\bar{a}_{ij}, \dots, \bar{\alpha}_{ij}, \dots$  podem ser obtidos a partir de testes específicos com o veículo, possibilitando, aplicado um procedimento de identificação paramétrica, a completa calibragem do modelo aqui apresentado e a caracterização completa das dinâmicas longitudinal e lateral de um veículo terrestre com propulsão elétrica, adotando uma representação físico-matemática simplificada, mas suficiente para o tratamento do problema de controle de trajetória, incluindo os seus principais elementos de forma objetiva e direta.

Nota-se que no modelo acoplado desenvolvido não foi considerada a interação existente entre as dinâmicas longitudinal e lateral associada às características de geração de força nos pneus, que possuem capacidade limitada pelos seus “Círculos de Aderência” (GILLESPIE, 1992) e (JAZAR, 2008). Neste caso está se supondo comportamento independente dos pneus com relação às solicitações de força de tração/frenagem e de força lateral. Entretanto as condições de uso dos pneus podem ser determinadas pelo modelo apresentado e sua pertinência verificada, de acordo com os limites ditados por suas capacidades de aderência.

Dadas as não linearidades associadas ao modelo com as dinâmicas acopladas, a análise empregando procedimentos analíticos se torna complexa ou mesmo inexistente. A abordagem viável neste caso é a simulação computacional (solução numérica das equações e interpretação dos seus resultados). Os desempenhos encontrados a partir dos modelos simplificados lineares e desacoplados devem ser empregados para verificação da validade desses modelos e validação do modelo completo não linear nas mesmas condições de operação, assim como base para

interpretação do comportamento dinâmico do veículo representado pela **Dinâmica Plana Acoplada**. Tais análises, assim como a calibragem do modelo apresentado, não serão aqui tratadas.

### 3 O Sistema Embarcado

Considera-se sistema embarcado um sistema elétrico/eletromecânico controlado por computador de uso específico, o qual está completamente encapsulado pelo dispositivo que ele controla, ao contrário de um computador de uso pessoal e geral, possui requisitos específicos e tarefas pré-definidas a serem realizadas (SERENO, H. R. S., 2012). Atualmente os sistemas embarcados permitem modificações e ajustes de seu desempenho dinâmico.

Historicamente considera-se o primeiro sistema computadorizado embarcado o Computador de Orientação Apollo (*Apollo Guidance Computer - AGC*) desenvolvido pelo Instituto de Tecnologia de Massachusetts (*Massachusetts Institute of Technology - MIT*) para realizar cálculos das informações de voo das espaçonaves das missões Apollo da Administração Nacional da Aeronáutica e do Espaço (*National Aeronautics and Space Administration - NASA*) (STARR et al., 2009). O AGC começou a utilização de circuitos integrados (CI's) que, na época estava iniciando a inserção no mercado. O AGC possuía uma frequência de processamento de 2048 Hz, trabalhando com palavras de 16 bits com 2048 words de memória RAM e 36863 words de memória ROM (HALL, 1996).



**Figura 3.1: AGC instalado no painel da Apollo em laboratório.  
Fonte: O'BRIEN, 2010.**

Após a criação do AGC, outros sistemas embarcados foram desenvolvidos como o Autonetics D-17, primeiro produzido em massa utilizado como computador guia do míssil Minuteman. Com o crescimento da indústria de microprocessadores e a queda do preço desses componentes, a utilização destes sistemas embarcados tem se difundido.

Atualmente dispositivos eletrônicos como o videogame Playstation II possuem um processador de arquitetura RISC de 128 bits com frequência aproximada de 300 MHz (SONY CORPORATION) que possui uma capacidade de processamento superior aos supercomputadores da década de 1980. Alguns desses processadores ainda são amplamente utilizados em sistemas embarcados tais como: o Z80 (8 bits), Motorola 68000 (16 bits) e os chips ARM (32 bits) por possuírem uma boa capacidade de processamento e robustez comprovada devido ao histórico de aplicações.

Um sistema embarcado é projetado para executar uma tarefa específica com baixo custo e, em geral, alta velocidade e em alguns casos em tempo real. "Sistemas de tempo real são sistemas computacionais nos quais se pode garantir que todas as funções programadas serão executadas em um intervalo máximo de tempo definido para cada função em toda e qualquer ocasião. Isto inclui cálculos executados em resposta a eventos externos previstos no sistema" (SERENO, H. R. S., 2012).

Os sistemas embarcados podem ter sua aplicação em sistemas de controle, processamento de sinais, comunicação ou equipamentos de uso comum como videogames, etc.

### **3.1. Transdutores**

A percepção é um dos componentes principais dos equipamentos móveis, pois isso garante uma maior autonomia e robustez. Em geral utilizam sistemas de posicionamento baseados em referenciais estáticos, que podem ser obtidos através da medição de distâncias em relação a sistemas fixos, como adotado para localização de celulares em relação às suas torres ou nos sistemas de posicionamento global, GPS, nos quais as distâncias são medidas em relação a satélites geoestacionários ou mesmo medindo a orientação em relação ao norte magnético.

Alguns sensores são utilizados com o objetivo de garantir uma dada ação como os *encoders* aplicados em motores que fornecem informações de rotação ou posição de seu eixo. A Tabela 3.1 apresenta alguns sensores utilizados em robôs móveis descrevendo suas principais funções (JUNG et al., 2005).

**Tabela 3.1: Sensores comumente utilizados em Robôs Móveis.**

<b>Sensor</b>	<b>Função</b>
<i>Encoder</i> (em rodas)	Mede o número de rotações de rodas, e permite que se obtenha informações de ordem odometria (medida de deslocamento)
Sensor de Infravermelho	Mede a distância entre o sensor e um obstáculo posicionado em frente a ele, através da estimativa da distância calculada em função do retorno do reflexo da luz na superfície (medida de distância)
Sensor Laser	Mede a distância entre o sensor e um obstáculo posicionado em frente, é um sensor direcional de alta precisão (medida de distância)
Sonar (ultra-som)	Estima a distância entre o sensor e os obstáculos ao seu redor, através da reflexão sonora. É um sensor mais sensível a perturbações, obtendo medidas aproximadas (medida de distância)
Sensor de contato	Identifica quando ocorre uma colisão entre o veículo (sensor) e um ponto de contato (medida de contato/pressão)
Bússola Eletrônica	Identifica a orientação do veículo em relação ao campo magnético da terra (medida de orientação – posição relativa)
GPS	Identifica a posição absoluta do veículo no globo terrestre, baseando-se na rede de satélites GPS (medida de posicionamento absoluto)
Imagens, Visão Artificial	O uso de imagens permite que sejam adquiridas a partir de uma ou mais câmaras (visão monocular, estéreo ou omnidirecional) descrições do ambiente (imagem monocromática ou colorida). As imagens permitem que se implemente técnicas de determinação de posicionamento relativo, posicionamento absoluto, detecção e estimativa de deslocamento, assim como detecção de obstáculos
Outros sensores	Acelerômetros, Giroscópios, sensores de Inclinação, radar...

A escolha do sensor adequado aliado à correta utilização dos sinais fornecidos permite ao robô móvel uma interpretação do ambiente proporcionando uma maior confiabilidade, robustez e “independência” durante o deslocamento em sua trajetória.

Características como resolução, sensibilidade, faixa de trabalho, nível de ruído e outras devem ser consideradas no momento da escolha do sensor (SERENO; SHEREMETIEFF JR., 2007) para garantir que as necessidades de projetos sejam atendidas.

A evolução da área de inteligência artificial tem atraído pesquisadores (DIDEK; JENKIN, 2000) com o intuito de permitir que equipamentos móveis possuam certo grau de “inteligência” que permita ao mesmo uma melhor locomoção em um ambiente. Trabalhos apresentados na área de simulação (PESSIN et al., 2008) mostram a eficiência desta técnica e a implementação de sistemas inteligentes para controle de navegação de robôs autônomos.

A utilização de sistemas baseados em visão artificial, por exemplo, apresentam um tempo de processamento, aproximadamente 33 ms (BIANCHI; COSTA, 2000). Esse processamento inclui somente o posicionamento do robô móvel no espaço analisado e é compatível com o deslocamento do sistema. Porém para um veículo que se desloca em alta velocidade, este tempo é significativo para mantê-lo em sua trajetória. Além do tempo de processamento dos dados oriundos dos sensores, o sistema utilizado para esse processamento, computador pessoal ou similar, deve possuir uma capacidade compatível com a complexidade do sensor.

Em eventos como o realizado pela DARPA em 2005, os veículos utilizavam computadores para o processamento dos dados e controle dos veículos (BUEHLER et al., 2007). Em sistemas embarcados, principalmente em veículos de escala, não é possível a utilização de computadores totalmente embarcados devido à necessidade de tamanho e consumo energético reduzido além de exigir, em geral, um processamento rápido.

Outro ponto a ser considerado é a utilização de sistemas GPS para controle da trajetória. Esses sensores possuem erros da ordem de 15 m (SABBAGH, 2009) além de exigir trabalho em locais onde não há visada para os satélites utilizados. Em caso de espaços confinados, ou locais cobertos, a utilização de sistemas GPS torna-se inviável. Já os inclinômetros são utilizados pela indústria automotiva, em veículos fora de estrada, como sistema auxiliar de navegação ao condutor que permite, por exemplo, inferir sobre uma possível capotagem.

Para casos como descritos neste trabalho adota-se sensores que informam somente a aceleração linear e velocidade angular do veículo, pois, como comentado no Capítulo 2, a trajetória de um veículo pode ser definida em função

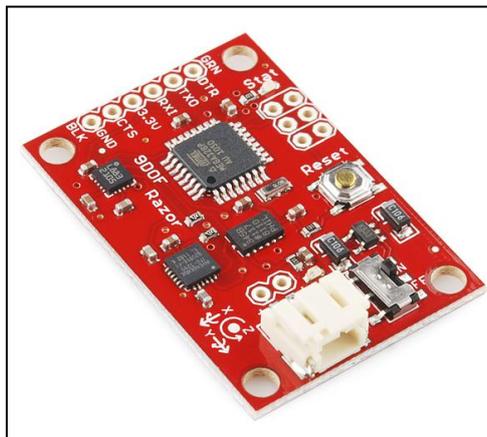
destas variáveis. Neste capítulo, serão apresentados os sensores utilizados, detalhando suas características e testes realizados para sua validação.

### 3.1.1. Descrição

Como tratado no Capítulo 2 para controle da trajetória do veículo será necessário a medição de velocidade angular e aceleração do mesmo. No mercado existem diversos fornecedores de acelerômetros e girômetros com diferentes resoluções, faixas de aplicação, números de eixos e saídas.

Escolheu-se a Unidade de Medida Inercial (*Inertial Measurement Unit*) IMU de 9 graus de liberdade, Figura 3.1, Razor IMU (SPARKFUN, 2011) fornecido pela empresa Sparkfun. Essa IMU é composta de três sensores distintos: um sensor modelo ITG-3200 que mede velocidade angular em 3 eixos (girômetro); um sensor ADXL345 que realiza a medição de aceleração em 3 eixos (acelerômetro) e um sensor HCM5883L que é capaz de medir a orientação em relação ao norte magnético (magnetômetro ou bússolas eletrônicas) em 3 eixos. Para gravar, processar e apresentar os dados desses sensores é utilizado um micro controlador ATmega328 embarcado na IMU. A IMU é dotada de interface serial, uma entrada de alimentação de 3,5 a 16V, além de botões de liga-desliga e reset.

Este micro controlador está configurado com um *boot loader* compatível com Arduino™ que permite a utilização do processador desta IMU para diversas aplicações, pois além do envio dos dados, o mesmo pode ser programado para o pré-tratamento dos dados.



**Figura 3.1: Central Inercial IMU 9DOF.**

Esta IMU possibilita o envio dos dados de velocidade angular, aceleração e orientação de forma separada ou um conjunto com todos os dados. Essa forma de envio é definida pelo comando enviado à IMU. Alternativamente, está disponível através de um endereço eletrônico, no site do próprio fabricante um código (WEIBEL et al.) que permite além da obtenção dos dados de rotação e orientação, nos ângulos *Roll*, *Pitch* e *Yaw*.

Para aplicação no sistema de controle, o programa disponibilizado pelo fabricante foi modificado adequado à aplicação. As saídas de dados fornecidas pela IMU, após a modificação, são somente aceleração e velocidade angular nos 3 eixos. A justificativa de retirada dos dados do magnetômetro estão descritas no item 3.6.1 no deste trabalho.

### 3.2. Interface

Os primeiros testes em laboratórios foram realizados com o intuito de estabelecer a comunicação entre a IMU e outro dispositivo qualquer. Como a IMU possui uma saída serial (SPARKFUN, 2011) optou-se pela utilização de um circuito eletrônico independente que realiza a conversão dos sinais TTL enviados pela IMU para o padrão RS232, sendo este entendido pelo computador. Este primeiro teste, utilizou o *software* originalmente embarcado na IMU.

Segundo a folha de dados do fabricante (SPARKFUN, 2011), os parâmetros da comunicação serial podem ser definidos, porém está configurado de fábrica com uma taxa de 38400 bits trafegados por segundo, sem paridade, oito bits de dados e um bit de parada. Utilizou-se inicialmente o *software* Hyperterminal do Windows<sup>®</sup> para estabelecer a comunicação com a IMU para aquisição dos dados. A leitura dos os sensores pode ser feita simultaneamente ou de cada sensor individualmente.

A utilização de circuitos independentes demandam um grande espaço físico que trabalhar em nível de tensão diferente da IMU, 3,3V, além de permitir somente a comunicação via serial, porta que não está disponível em *notebooks* atuais. Para solução deste problema adotou-se um conversor de nível TTL para porta USB, FTDI Basic oferecido pelo fabricante (SPARKFUN, 2012). Este sistema possibilita a programação e leitura dos dados diretamente de qualquer computador com a IMU através de uma porta USB.

Acionando um dos comandos (Tabela 3.2), a IMU retorna os dados em uma taxa de 300 dados por segundo (FRANCISCO et al., 2011a, 2011b). Estes são gravados em arquivos de texto, recurso disponível no Hyperterminal, para visualização da forma como os dados são enviados pela IMU.

**Tabela 3.2: Comandos de comunicação com a IMU**

Comando	Dados
1	Acelerômetro
2	Magnetômetro
3	Girômetro
0	Interrompe o envio dos dados
?	Ajuda
Ctrl Z	Todos os sensores

A interface utilizada para gravação e leitura dos dados de comando enviados do operador para o veículo foi um dispositivo de memória *flash*. A eletrônica desenvolvida (MOURÃO, 2012) realiza a gravação dos dados em formato de *string* com os dados de comando, aceleração e velocidade angular. Para o sistema de monitoramento, apresentado adiante, também utilizou-se um dispositivo de memória *flash* para gravação dos dados. Os sistemas embarcados gravam as informações em arquivos sequencias conforme a utilização. Os arquivos gravados são de extensão *.txt* podendo ser abertos e tratados em planilhas eletrônicas ou programas de análise e simulação (tipo MATLAB).

Para a reprodução dos movimentos, os intervalos de tempo do sinal de controle devem ser gravados em um arquivo de texto separados por tabulação. Em cada linha deve conter um par de dados de controle. O primeiro dado é referente ao comando de esterçamento e o segundo referente ao de propulsão. Durante os testes com o veículo observou-se que arquivos de texto gerados em sistemas operacionais de 64 bits apresentam problemas na reprodução dos movimentos.

### 3.3. Microcontrolador

A IMU possui internamente o microcontrolador ATmega328 que realiza a compilação e pré-processamento dos dados de aceleração, velocidade angular e orientação. A utilização de um microcontrolador embarcado na central permite a

leitura direta pela interface serial da mesma e facilita sua utilização em aplicações com processamento das medições.

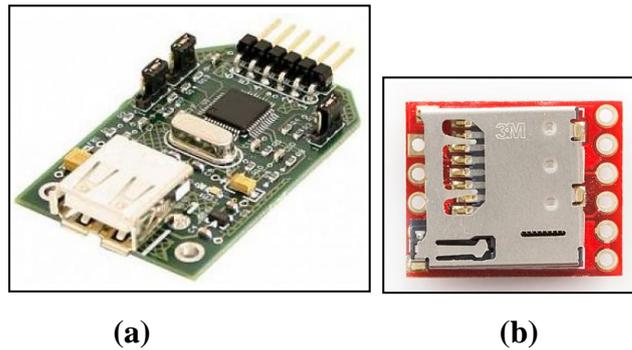
A eletrônica desenvolvida para gravação e reprodução dos dados de controle utiliza um microcontrolador da família ARM em forma de plataforma de desenvolvimento MBED para compilação dos dados de controle e, no modo de gravação de dados, armazenar os dados de aceleração e velocidade angular fornecidos por uma central de 6 graus de liberdade.

### 3.4. Data Logger

Como a IMU será embarcada no veículo estudou-se uma maneira adequada para gravação dos dados. Inicialmente testou-se o dispositivo de gravação PenBS, desenvolvido pela empresa Tato (TATO EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS, 2011), que possibilita a gravação de dados em um *pen drive*. Para utilização deste dispositivo é necessário, além de circuitos auxiliares de alimentação e adequação dos níveis de tensão entre IMU e dispositivo, um outro microcontrolador, o que ocasiona um atraso na gravação causando uma perda de dados, ou uma grande modificação no programa embarcado na IMU devido as rotinas de inicialização e comando complexos do PenBS.

Para solução deste problema, o fabricante da IMU oferece uma alternativa para gravação dos dados em um dispositivo de memória tipo *flash* (mini SD Card) que é totalmente compatível com a IMU sem a necessidade de modificações no programa e circuitos auxiliares. Este dispositivo chamado de *OpenLog* permite a gravação de dados em velocidades de até 115200 bps (SPARKFUN, 2009). A conexão do *OpenLog* com a IMU é feita de forma direta, pois como a IMU fornece alimentação de 3,3V não é necessário a utilização de reguladores para adequação dos níveis de tensão entre a IMU e o sistema de gravação.

Os dados são gravados como *strings*, armazenados em linhas sequenciais com os dados em ordem e formato estabelecidos no programa embarcado. Os arquivos de texto possuem a nomenclatura gerada automaticamente pelo *OpenLog*. Para utilização do *OpenLog* e visando facilitar o entendimento e tratamento dos dados gravados o sistema embarcado original da IMU foi substituído para enviar simultaneamente todas acelerações e velocidades angulares medidas.



**Figura 3.2: Dispositivos de armazenamento PenBS (a) e OpenLog (b).  
Fontes: SPARKFUN e TATO EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS.**

### 3.5. Alimentação

Para alimentação da IMU escolhida e sistemas auxiliares de gravação, optou-se por um sistema independente visando evitar que ruídos provenientes do motor ou sistema de controle afetem as leituras. Como a alimentação da IMU é de 3,5 a 16 V foram utilizadas baterias de Li-Ion com tensão individual de 3,6V e 2100mAh. Para evitar problemas devido à queda de tensão devido ao consumo, três baterias foram associadas em série mantendo uma tensão bem acima da mínima necessária impedindo que o sistema não armazene dados devido a falta de tensão.

Um sistema de carregadores de bateria também foi desenvolvido para a recarga desse conjunto. Em testes realizados em laboratório o conjunto de baterias apresentou uma autonomia calculada maior que 50 horas.

### 3.6. Testes de Validação da IMU

Para validação dos dados da IMU diversos testes foram realizados em laboratório utilizando os princípios de Física Básica como ferramenta de análise. Os testes foram divididos em duas etapas, a primeira desenvolvida em laboratório para melhor entendimento do comportamento da IMU e da sua resposta, e outra com a IMU embarcada em veículos elétricos.

O *software* originalmente embarcado na IMU necessita do envio de comandos para o início da transmissão. Para isso o fabricante oferece, e adotou-se neste trabalho, um *software* desenvolvido por usuários (WEIBEL et al.) que

possibilita o envio pela IMU, além dos dados de aceleração, velocidade angular e a orientação os ângulos de Euler. Outra facilidade deste *software* é a possibilidade de alteração e adequação ao uso específico, porém diminui a quantidade de dados enviados por segundo para 50.

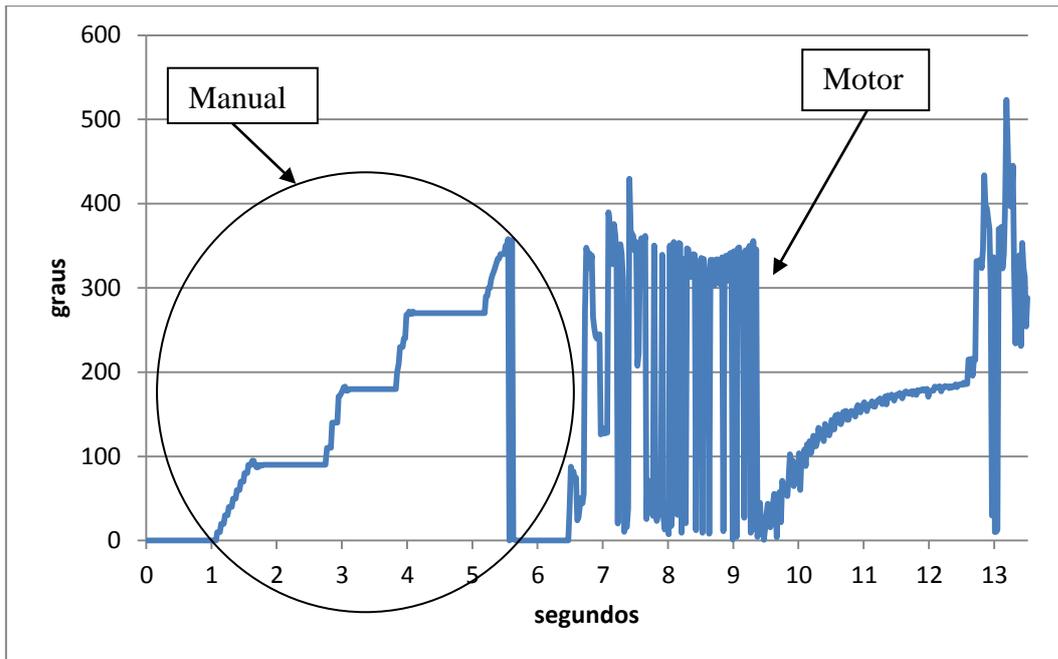
### 3.6.1. Teste do Magnetômetro

Para avaliação do magnetômetro, posicionou-se manualmente cada eixo da IMU em ângulos notáveis, 0°, 90°, 180° e 270° em relação ao norte magnético da Terra. Para isso utilizou-se uma bússola de agulha como referência.

A Figura 3.3 apresenta a orientação de um dos eixos indica durante o teste, neste a IMU foi colocada manualmente nos ângulos acima mencionados, observados entre 1s e 5s, após voltar posição inicial um motor CC convencional foi ligado ao lado da IMU, observado entre 6,5s e 9,5s, próxima a IMU provocando a oscilação da indicação sem a movimentação da mesma.

Observou-se que quando a IMU é aproximada de qualquer campo magnético, como esperado, as leituras apresentam variações. Como a IMU irá ser embarcada em um veículo elétrico constatou-se que este transdutor não pode ser utilizado neste caso, alguns valores apresentados, após conversão, apresentou valores superiores ao limiar de 360°.

Durante a análise do programa utilizado, observou-se que o código da IMU utiliza das variações dos ângulos fornecidos pelos magnetômetros para a determinação dos ângulos de Euler. Como foram constatados problemas na utilização do magnetômetro, o programa foi novamente modificado para não realização da leitura dos magnetômetros e a não realização dos cálculos para determinação dos ângulos de Euler. O programa foi também modificado para que os dados enviados possuíssem uma ordem definida e separadores conhecidos para posterior tratamento. A ordem escolhida foi o envio das acelerações dos eixos X, Y e Z seguidas das velocidades angulares dos eixos X, Y e Z. O separador entre os dados foi definido como uma vírgula pois os dados apresentam como separador decimal o ponto. Os dados de aceleração são iniciados por "AC:" e os de velocidade angular por "GR:".



**Figura 3.3: Orientação medida quando aproximada de um campo girante com conversão.**

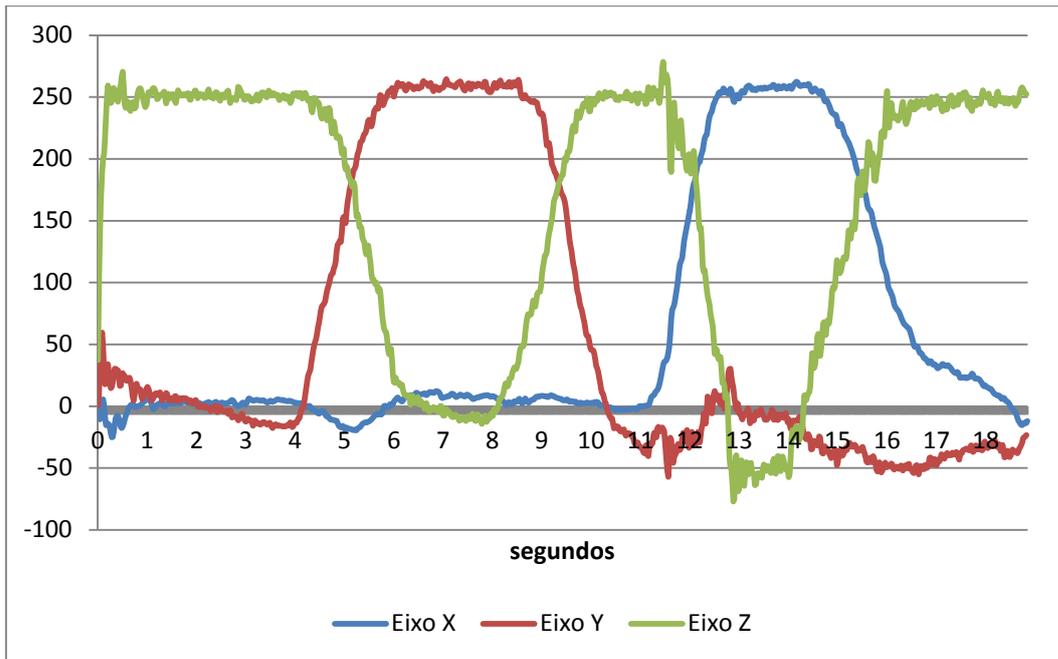
### 3.6.2. Teste da Roda de Bicicleta

Para a análise dos sinais de aceleração foram feitos os seguintes testes para cada um dos eixos:

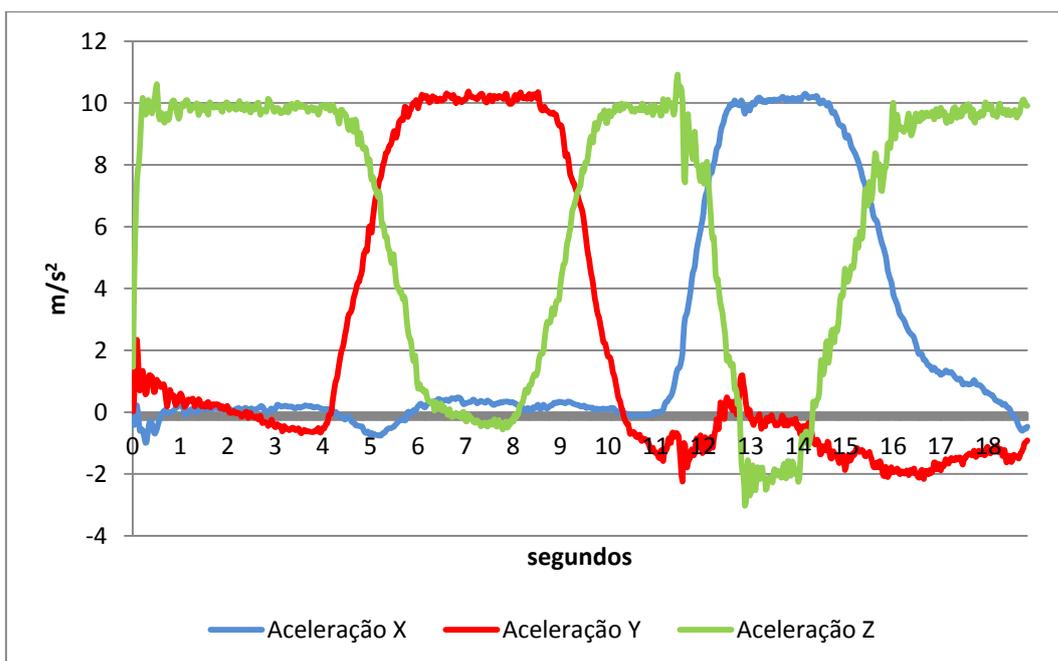
- Medição de aceleração gravitacional;
- Medição de aceleração tangencial;
- Medição de aceleração centrípeta.

Observa-se que o programa da IMU fornece as acelerações em valores inteiros em G's, devendo ser feita a conversão para  $m/s^2$ . Segundo a folha de dados do fabricante (SPARKFUN, 2011), a IMU indica o valor numérico 250 para 1 G de aceleração considerando  $1 G = 9,81 m/s^2$ .

No teste para medição da aceleração gravitacional, posicionou-se a IMU sobre uma bancada, reposicionando cada eixo de modo que possa estar orientado com a gravidade. A Figura 3.4 apresenta os valores sem conversão da medição da aceleração da gravidade. Os valores corrigidos para  $m/s^2$  estão apresentados na Figura 3.5.



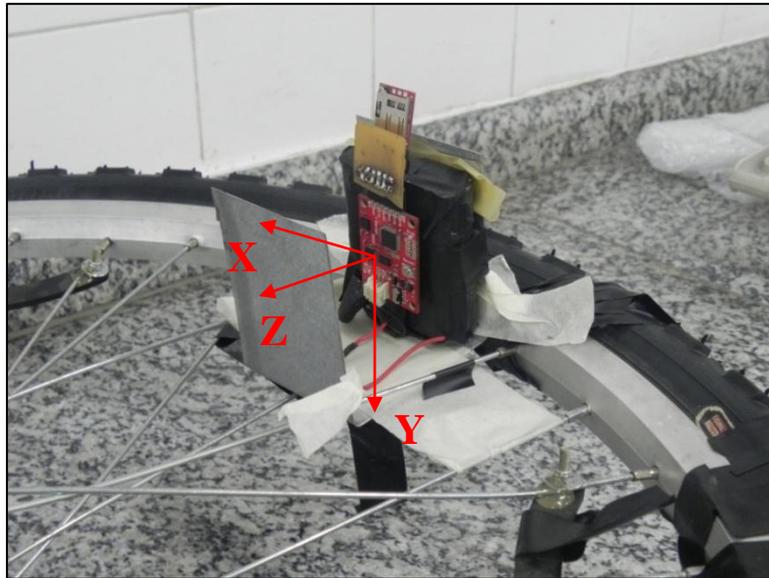
**Figura 3.4: Medição da aceleração gravitacional sem conversão.**



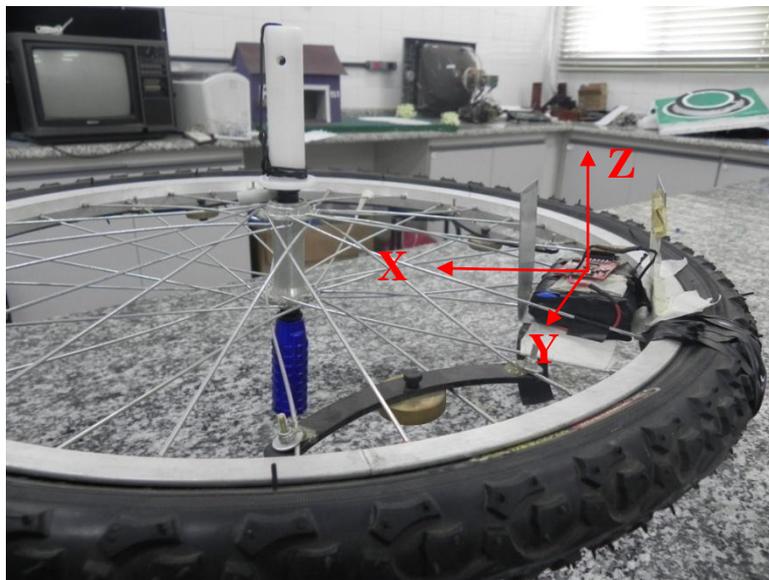
**Figura 3.5: Medição da aceleração gravitacional em  $m/s^2$ .**

Outra análise realizada com as leituras de aceleração foi através das relações em movimentos circulares. Para isto, a IMU foi fixada na extremidade de uma roda de bicicleta, a uma distância aproximada de 0,21 m do centro de rotação, que permite o giro livre, e desta forma pode-se avaliar simultaneamente as acelerações

tangencial e centrípeta. Para análise de todos os eixos da IMU a mesma foi colocada em diversas posições (Figura 3.6 e Figura 3.7).



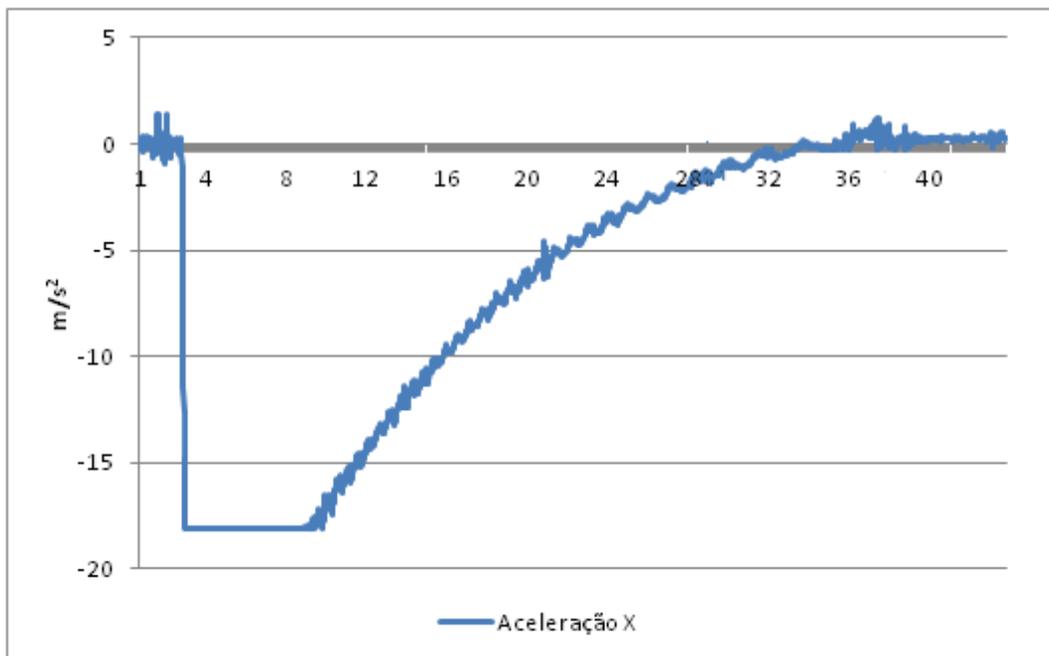
**Figura 3.6: Fixação da IMU na roda de bicicleta.**



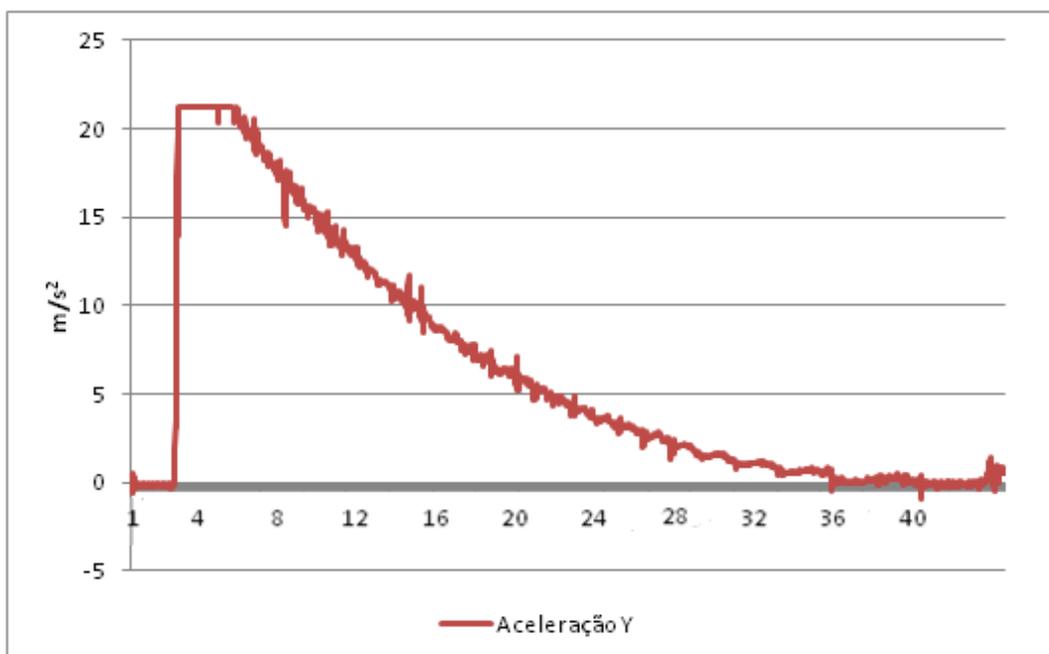
**Figura 3.7: Outra posição de fixação da IMU.**

Após sucessivas medições da aceleração centrípeta, observou-se que a posição dos eixos não altera os valores medidos como apresentado na Figura 3.8 e Figura 3.9. A IMU foi reposicionada modificando a posição dos eixos e o sentido de rotação foi alterado. Na Figura 3.8, o sentido de rotação da roda é horário com

o eixo X apontado para o centro da roda. Na Figura 3.9, o sentido de rotação da roda é anti-horário com o eixo Y apontado para o centro de giro.



**Figura 3.8: Aceleração centrípeta medida pelo eixo X da IMU.**



**Figura 3.9: Aceleração centrípeta medida pelo eixo Y da IMU.**

Da Física Básica tem-se que a aceleração centrípeta é a razão do quadrado da velocidade tangencial no qual um corpo em movimento circular se encontra, dividida pelo o raio de giro

$$a_c = \frac{v^2}{r}$$

Manipulando esta equação tem-se a relação entre velocidade tangencial e aceleração centrípeta

$$v = \sqrt{a_c r}$$

Como a IMU esta posicionada na periferia da roda um dos eixos realiza a medição da aceleração centrípeta. Após a medição do raio de giro, entre o centro da roda e a IMU, pode-se estimar a velocidade tangencial. Outra relação oriunda da Física Básica estabelece a relação entre a velocidade tangencial e a velocidade angular do corpo que é dada por:

$$v = \omega r$$

nas quais

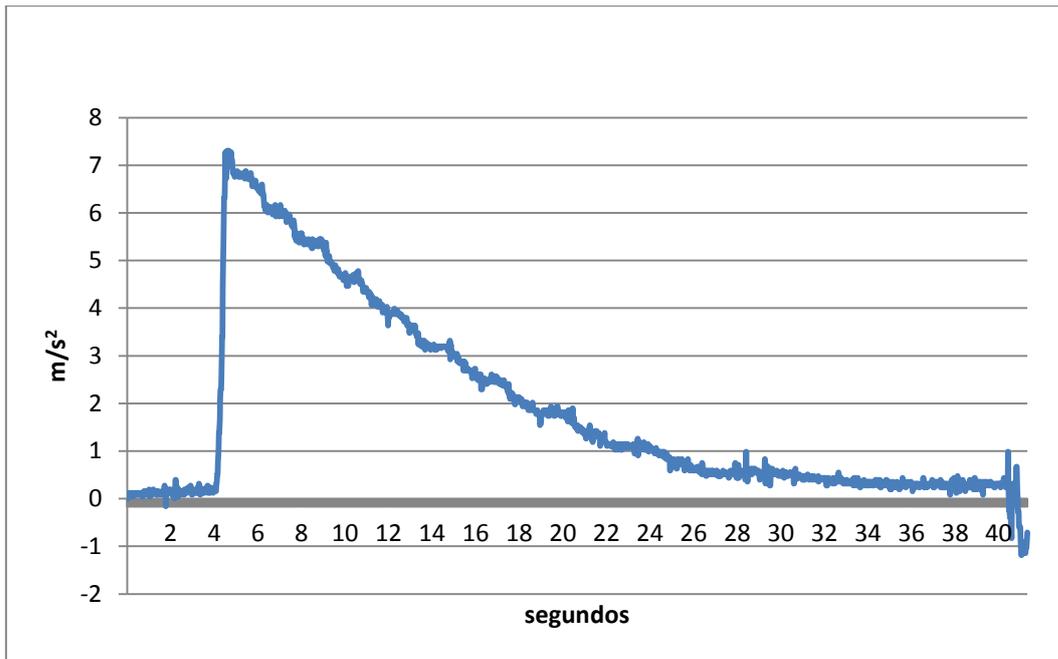
$v$  - velocidade tangencial (m/s)

$a_c$  - aceleração centrípeta (m/s<sup>2</sup>)

$r$  - raio de giro (m)

$\omega$  - velocidade angular (rad/s)

Para a comprovação numérica das relações medidas, instalou-se na roda de bicicleta, na qual a IMU é testada, um sistema para medição do intervalo entre cada rotação determinando a velocidade angular do sistema. No primeiro teste, com a aceleração centrípeta apresentada na Figura 3.10, a roda foi colocada para girar até parar totalmente. O ruído apresentado no final das medidas foi devido à movimentação do conjunto pelo operador.



**Figura 3.10: Aceleração centrípeta medida.**

Conhecendo o período  $T$  de cada rotação, estabelece-se a relação entre velocidade angular  $\omega$  e período por

$$\omega = \frac{2\pi}{T}$$

na qual

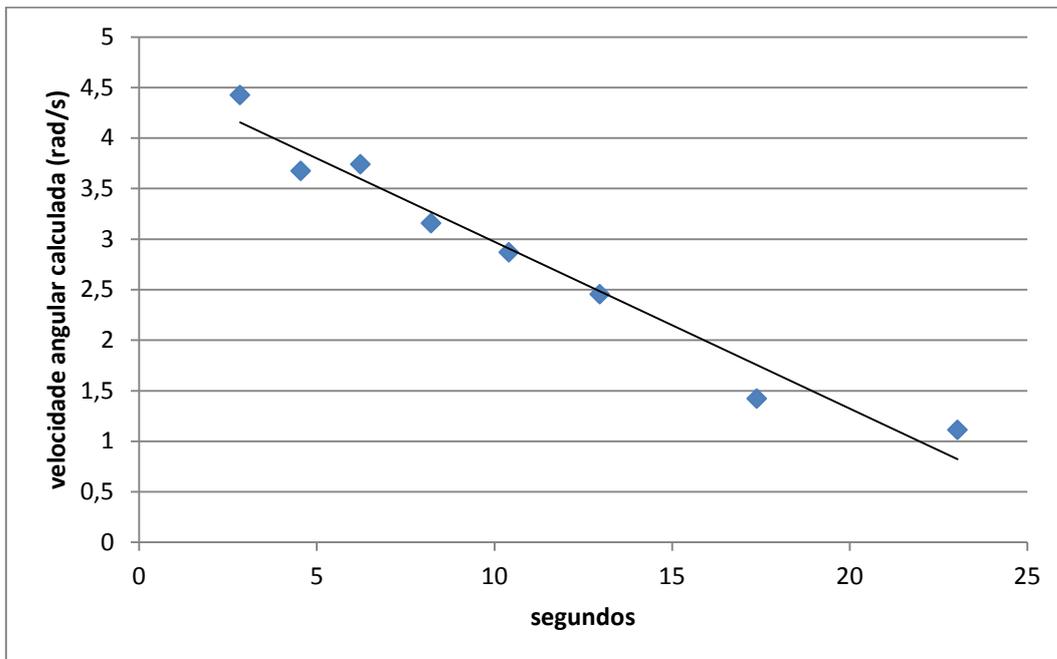
$\omega$  - velocidade angular (rad/s)

$T$  - período de rotação (s)

A Tabela 3.3 apresenta os intervalos de tempo coletados durante o teste apresentado na Figura 3.10 estimou-se o comportamento do decaimento da velocidade angular e da velocidade tangencial considerando-se o raio de 0,21m. Com os dados da Tabela 3.3 , construiu-se o gráfico do decaimento da velocidade em relação ao tempo e, utilizando uma ferramenta de planilha eletrônica, levantou-se a equação de decaimento da velocidade angular.

**Tabela 3.3: Intervalo entre rotação e velocidade angular**

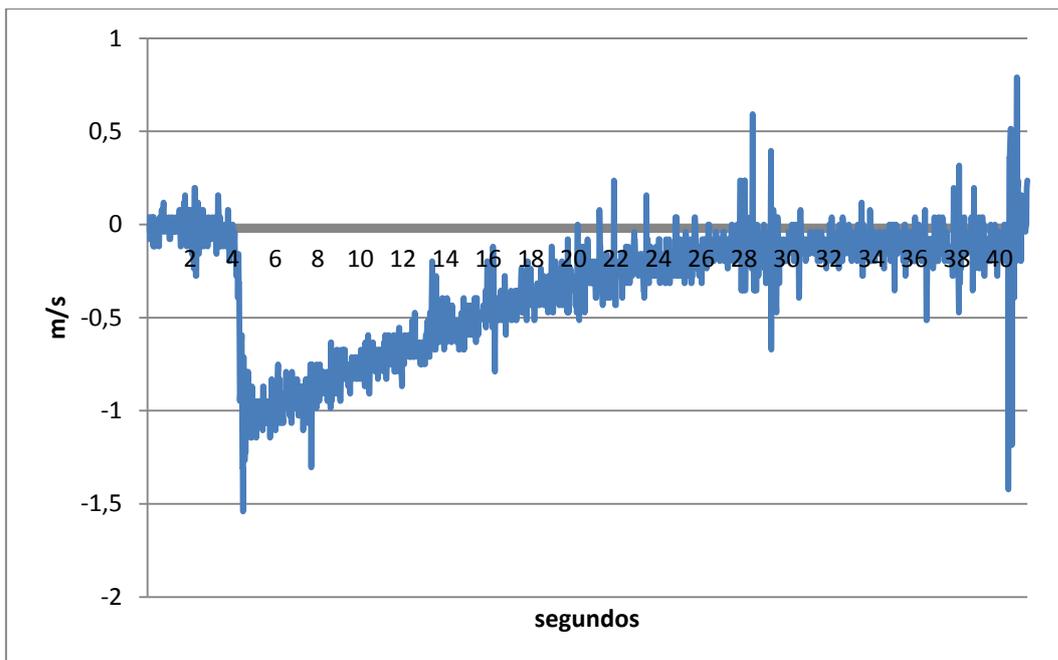
Intervalo medido (s)	$\omega$ calculado (rad/s)	Vel. tan. calc. (m/s)
1,42	4,42	0,93
1,71	3,67	0,77
1,68	3,74	0,79
1,99	3,16	0,66
2,19	2,87	0,60
2,56	2,45	0,51
4,42	1,42	0,30
5,65	1,11	0,23

**Figura 3.11: Aproximação do decaimento da velocidade angular.**

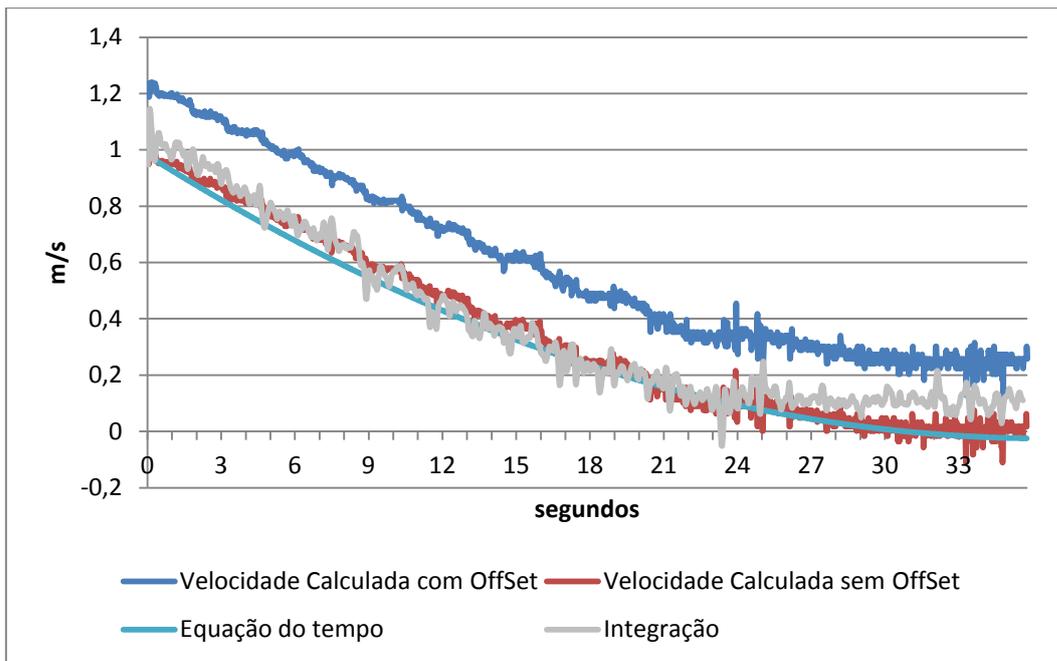
Para comparação da velocidade calculada através da aceleração centrípeta, determinou-se a velocidade tangencial também através da integração numérica da aceleração tangencial medida simultaneamente. A Figura 3.12, apresenta a velocidade tangencial calculada. Observa-se que, devido ao posicionamento da IMU, os valores fornecidos são negativos. Analisando somente o trecho da movimentação da Figura 3.10 nota-se que a leitura apresenta um *Offset* após o

movimento cessar. Este efeito também é encontrado após a integração. Utilizando  $v = \omega r$ , considerando o raio da roda de 0,21 m, estimou-se a velocidade tangencial do movimento através da medição do período do movimento. A Figura 3.13 apresenta os gráficos comparativos entre as velocidades tangenciais calculadas a partir da aceleração centrípeta com e sem *Offset*, do decaimento da velocidade estimado pela curva de comportamento e da velocidade calculada pela integração da aceleração tangencial. Neste caso, para comparação adequada dos dados, foi feita a inversão do sinal.

Analisando os resultados encontrados e considerando os possíveis erros no sistema, considerou-se o comportamento apresentado pela IMU satisfatório, indicando que pode ser utilizada para medições de aceleração e velocidade angular do veículo conforme o desejado.



**Figura 3.12: Velocidade tangencial pela integração da aceleração tangencial sem filtro.**



**Figura 3.13: Análise das velocidades calculadas.**

## 4 O Veículo em Escala

O custo e risco envolvidos na utilização de veículos em escala natural apresentam-se como um grande empecilho em testes práticos de sistemas de controle autônomos. Uma alternativa requer uma modelagem que em muitos casos não possui detalhamento suficiente ou necessita de um esforço computacional grande para conseguir resultados satisfatórios.

A utilização de veículos em escala apresenta-se como uma alternativa de baixo custo com resultados confiáveis comparados a um veículo real (AMROU AL-SHARIF, 2001). Outro fator importante é a possibilidade de relacionamento de testes obtidos através de veículos em escala com o comportamento de veículos reais (LIBURDI, 2010).

Para este estudo utilizou-se um veículo elétrico em escala 1:8. Esta escolha foi feita pois suas dimensões, sistema de suspensão e capacidade de carga permitiam a instalação de um maior número de equipamentos embarcado como câmeras, sensores etc. Outro fator importante para a escolha do veículo é o sistema de propulsão que utiliza motor elétrico e permite um melhor controle de velocidade quando comparado com um motor a explosão.

### 4.1. Descrição e Característica

O veículo escolhido (Figura 4.1) é o Kyosho Inferno VE 4WD Brushless Electric 1/8 Off Road Buggy movido com um motor elétrico tipo Brushless, com tração nas 4 rodas sem sistema de freios, que originalmente possui pneus tipo fora de estrada podendo ser substituídos por pneus lisos para utilização em asfalto. O veículo possui um servomotor para o esterçamento das rodas dianteiras e um "*Speed Control*" para controle do motor de propulsão a partir de comando de radio controle.



**Figura 4.1: Veículo utilizado.**

As principais características do veículo informadas pelo fabricante (KYOSHO CORPORATION, 2011) são:

- Escala: 1:8
- Comprimento: 496 mm
- Largura: 307 mm
- Altura: 189 mm
- Massa aprox. 3500 g
- Bitola Dianteira: 300 mm (valor medido)
- Bitola Traseira: 300 mm (valor medido)
- Distância entre eixos: 328 mm
- Motor: Team Orion Vortex 2000kV Brushless
- Relação da Transmissão: 13.2:1:1
- Posição do Centro de Massa: 147mm do eixo traseiro

Nenhuma característica mecânica do veículo foi alterada para os testes. Foi adaptada no veículo uma base feita em alumínio para colocação dos equipamentos, inclusive câmeras utilizadas durante os testes. Devido a esse aumento de carga foi necessário ajustar a suspensão para manter a altura do veículo ao solo.

## 4.2. Testes com o Veículo

Para estudo em questão, é necessário conhecer como o sistema de controle atua no veículo. O funcionamento do comando do veículo elétrico baseia-se em servomotores e no *Speed Control*.

Servomotores são motores que possuem internamente um sistema de controle que realiza o ajuste da velocidade ou posição angular baseado em um sinal de referência externo. As características de elevada precisão e torque faz com que esses servomotores tenham grande aplicação em sistemas robóticos e modelismo. Estes equipamentos utilizam o sistema de Modulação por Posição de Pulso (*Pulse Position Modulation - PPM*), que trabalham com sinais de período fixo e variando a largura do pulso, como descrito na Tabela 4.1, altera-se a posição angular do eixo do servo. É importante ressaltar que a frequência desse pulso é da ordem de 50 Hz (BROWN, 2012).

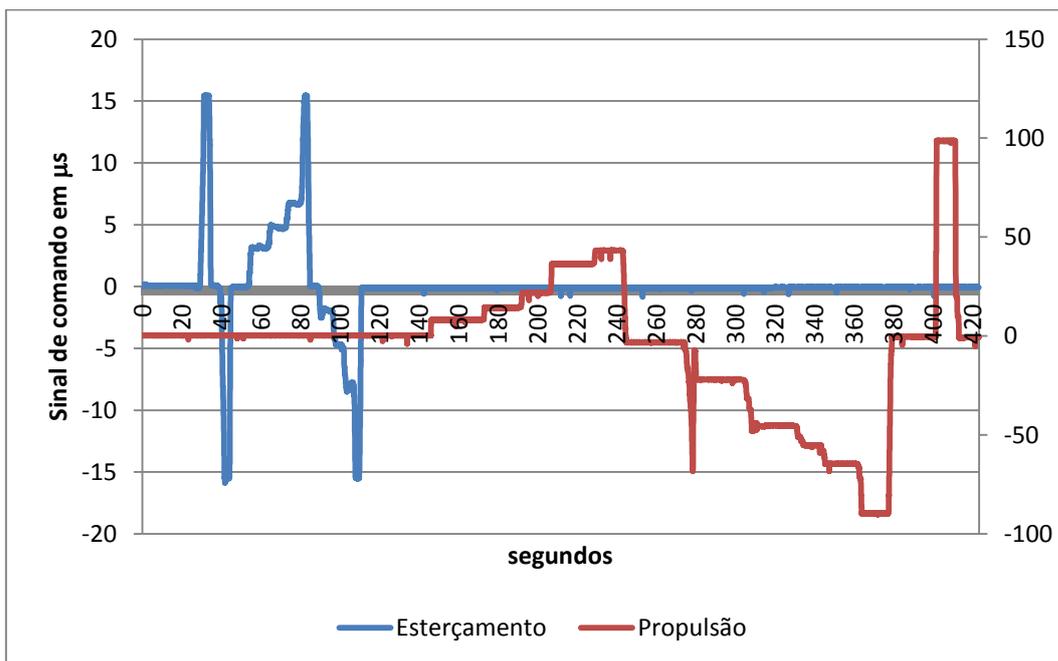
**Tabela 4.1: Largura de Pulso versus Posição (micro servo Futaba S148)**

Largura do pulso (ms)	0,1	0,46	0,65	0,83	1,2	1,57	1,75	1,93	2,3
Posição (°)	-90	-60	-45	-30	0	30	45	60	90

Para estudo do comportamento do veículo e dos seus sinais de controle, foi desenvolvido (MOURÃO, 2012) um sistema eletrônico para armazenamento dos dados enviados do sistema de controle remoto do veículo e da central inercial. Como o controle do veículo é feito através dos sinais enviados aos servomotores que comando o esterçamento e o *Speed Control*, que também funciona com o sistema de PPM, o sistema eletrônico desenvolvido monitora o intervalo de tempo, em microsegundos, do pulso enviado a estes componentes e grava o valor correspondente ao tempo que os mesmos passam em nível alto, além dos dados de aceleração e velocidade angular dos eixos X, Y e Z. Com esse sistema pode-se, por exemplo, proceder a uma análise comparativa dos dados gravados pelos transdutores com aqueles do sistema de controle, sendo utilizados para validar o procedimento.

#### 4.2.1. Testes dos Sinais de Comando de Propulsão

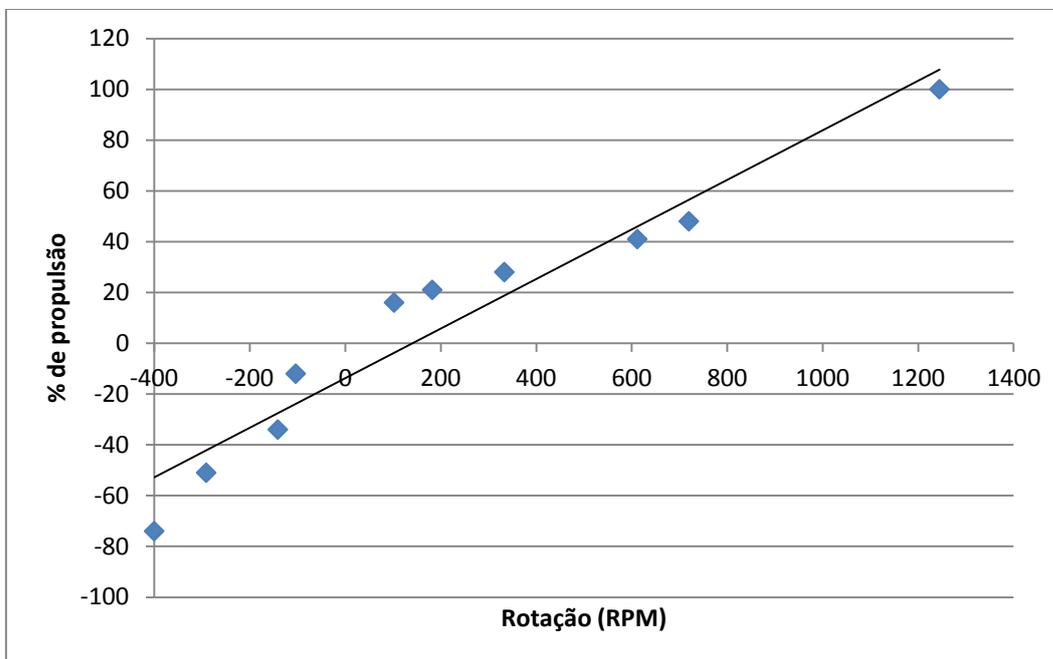
O primeiro teste foi realizado para relacionar os dados de controle com a velocidade angular das rodas. Estes testes foram realizados em bancada de laboratório. A Figura 4.2 apresenta os dados gravados neste teste. Em azul pode ser observado os comandos enviados ao servomotor de esterçamento durante os primeiros segundos de teste, em vermelho os dados enviados ao *Speed Control* para propulsão do veículo a frente e a ré.



**Figura 4.2: Dados de Esterçamento e Propulsão do 1º teste.**

Neste teste utilizou-se um tacômetro de contato marca Minipa modelo MDT-2238A para medição da velocidade angular da roda de acordo com os comandos de propulsão. Como o veículo possui tração nas 4 rodas, as duas dianteiras e uma traseira foram travadas para que todo torque e rotação estivesse na roda que está em contato com o tacômetro. Para melhor análise dos dados, visando estabelecer uma relação do tempo de pulso com o % de propulsão correspondente, através de regressão linear, equacionou-se a relação entre tempo de pulso e o percentual de propulsão (Figura 4.3).

A Tabela 4.2 apresenta o valor médio do comando de propulsão, o percentual de propulsão e a velocidade angular medida. A Figura 4.2 apresenta a relação entre percentual de propulsão nos testes apresentados.



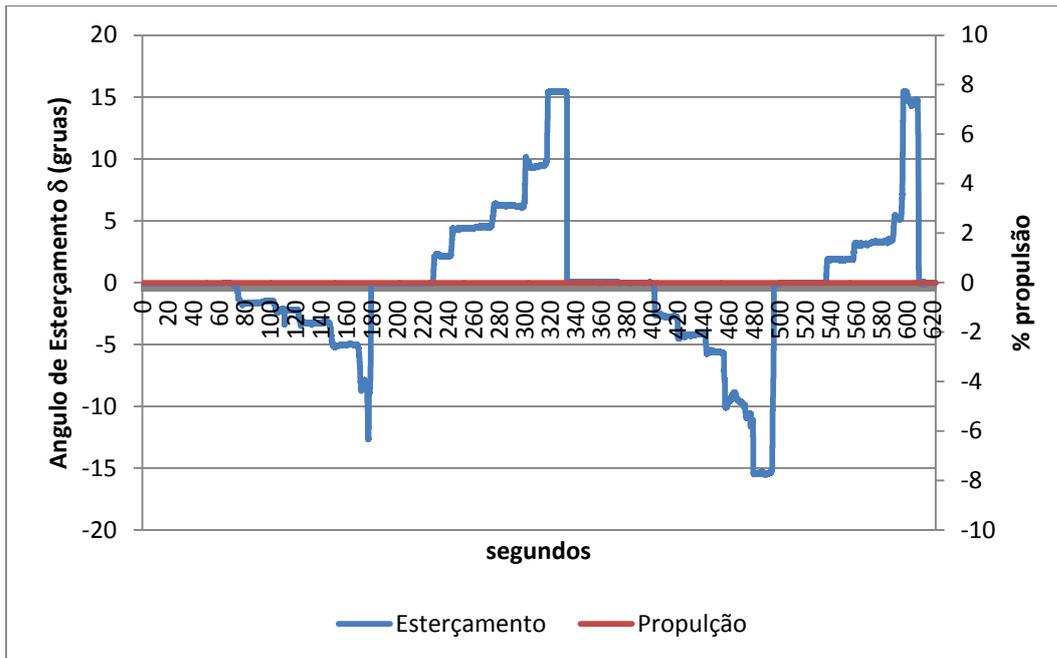
**Figura 4.3: % de Propulsão versus rotação.**

**Tabela 4.2: Tempo de Pulso versus Rotação da Roda.**

Tempo do pulso ( $\mu$ s)	% propulsão	Rotação medida RPM	Direção
1537	16	102 a 103	Avante
1564	21	181 a 184	
1597	28	333 a 334	
1659	41	612	
1690	48	720	
1933	100	1245	
1404	-12	103 a 104	A ré
1302	-34	140 a 142	
1218	-51	318 a 320	
1108	-74	400	

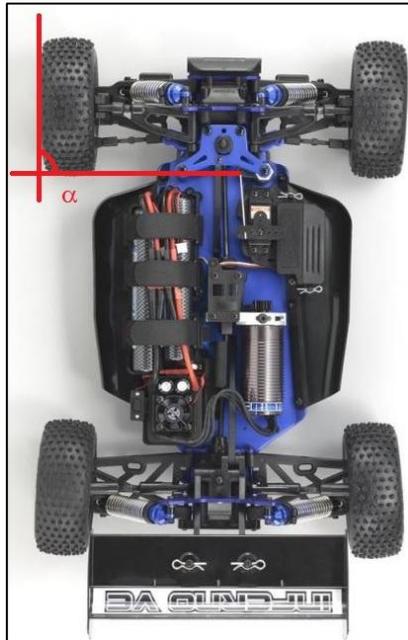
#### 4.2.2. Testes dos Sinais de Comando de Esterçamento

O 2º teste realizado em laboratório foi com o objetivo de relacionar os comandos de esterçamento com os ângulos das rodas dianteiras do veículo. Para medição do ângulo de esterçamento, obteve-se o ângulo entre a roda e o plano horizontal como mostrado na Figura 4.5 e a Tabela 4.3 apresenta os dados de tempo de pulso versus ângulo medido.



**Figura 4.4: Dados de Esterçamento e Propulsão do 2º teste.**

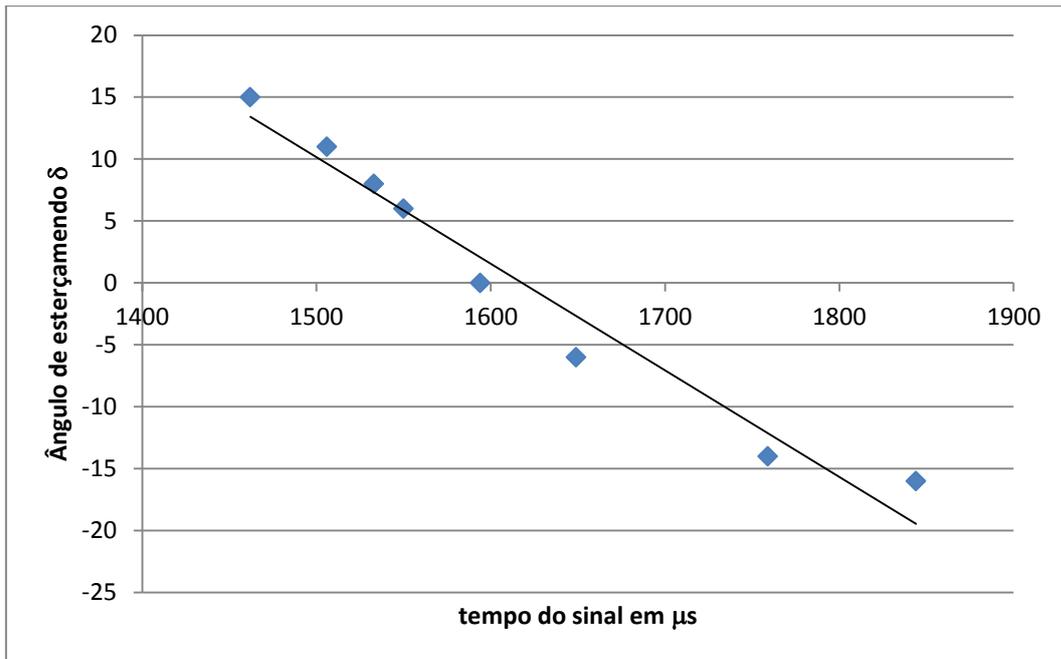
Relacionando os ângulos encontrados com os ângulos de esterçamento, Figura 4.5, tem-se os sinais de comando e os ângulos que efetivamente irão provocar mudança na trajetória do veículo, como indicado na Tabela 4.4 considerando o sentido oposto ao trigonométrico. Com os dados desta tabela calculou-se a curva de resposta relacionando o esterçamento  $\delta$  com o tempo do sinal de comando apresentados na Figura 4.6.



**Figura 4.5: Medição do ângulo de esterçamento.**

**Tabela 4.3: Tempo de pulso versus ângulo medido**

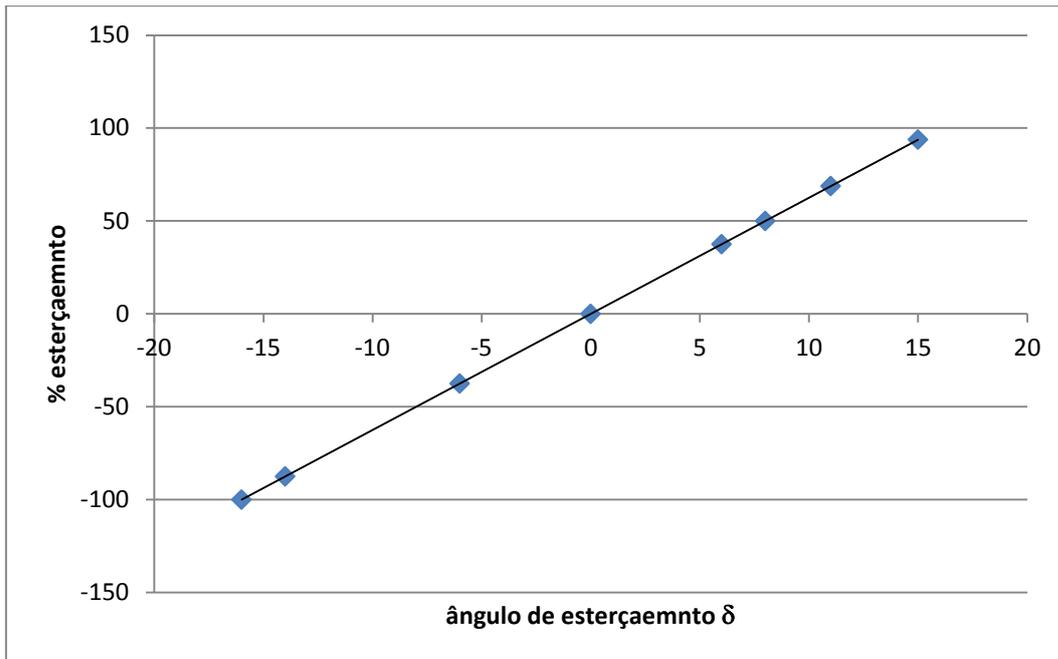
Tempo de pulso ( $\mu\text{s}$ )	Ângulo $\alpha$
1594	$90^\circ$
1550	$96^\circ$
1533	$98^\circ$
1506	$101^\circ$
1462	$105^\circ$
1594	$90^\circ$
1649	$84^\circ$
1759	$76^\circ$
1844	$74^\circ$



**Figura 4.6: Relação entre ângulo de esterçamento  $\delta$  versus sinal de comando.**

**Tabela 4.4: Sinal de Comando versus Ângulo de Esterçamento**

Tempo de sinal (μs)	Ângulo $\alpha$	Angulo de Esterçamento $\delta$	% de Esterçamento
1594	90°	0°	0,0
1550	96°	6°	37,5
1533	98°	8°	50,0
1506	101°	11°	68,8
1462	105°	15°	93,8
1594	90°	0°	0
1649	84°	- 6°	-37,5
1759	76°	- 14°	-87,5
1844	74°	- 16°	-100



**Figura 4.7: Relação entre ângulo de esterçamento versus % de esterçamento**

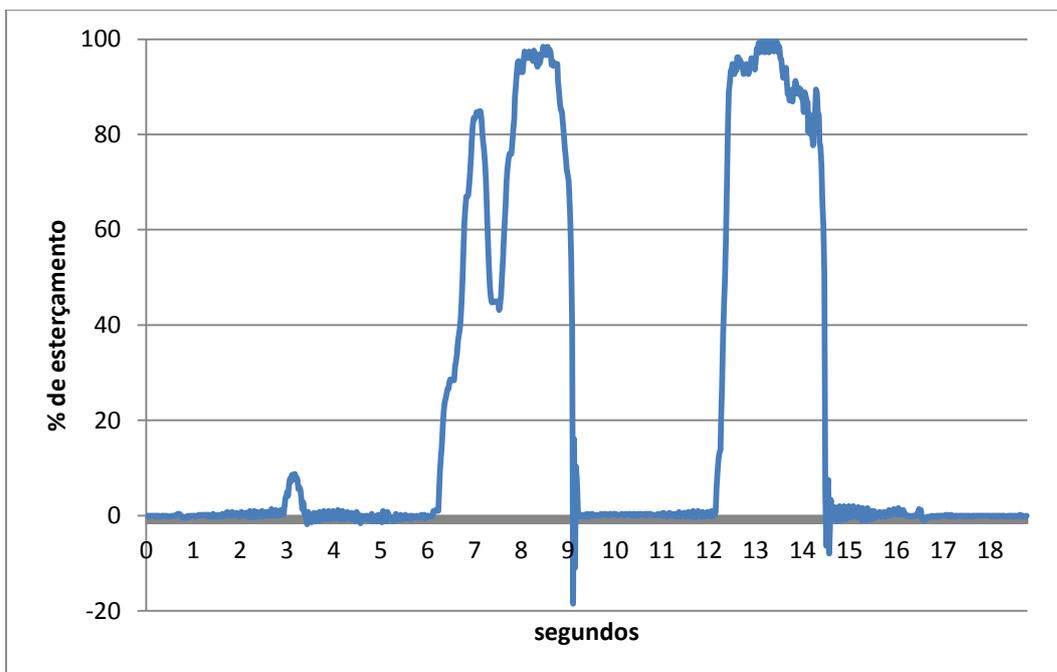
#### 4.2.3. Teste Dinâmico Preliminar

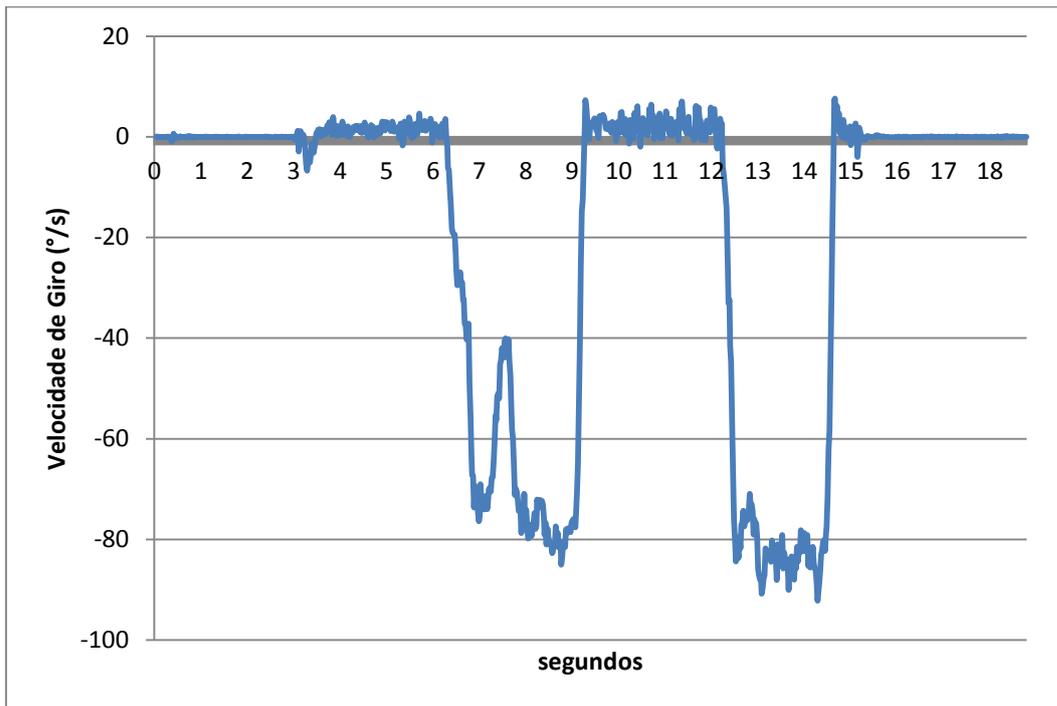
O terceiro teste foi realizado com o veículo movimentando-se em baixa velocidade para poder estabelecer as relações entre comando e resposta. Nestes testes foram gravados, além dos sinais de comando, os dados de aceleração e velocidade angular nos 3 eixos. Os dados são gravados em formato de texto separados por tabulação. A Tabela 4.5 **Erro! Fonte de referência não encontrada.** apresenta um exemplo de como os são gravados e armazenados em um arquivo de texto. Nota-se que no arquivo não é gravado o cabeçalho. Os valores correspondente a propulsão e esterçamento representam o tempo, em microssegundos. Os dados dos acelerômetros são convertidos para aceleração como descrito no Capítulo 3 deste trabalho. A aceleração no eixo Z apresenta a medição da aceleração gravitacional. Isso ocorre devido ao tipo de sensor, capacitivo, utilizado na IMU.

**Tabela 4.5: Dados gravados em laboratório sem conversão**

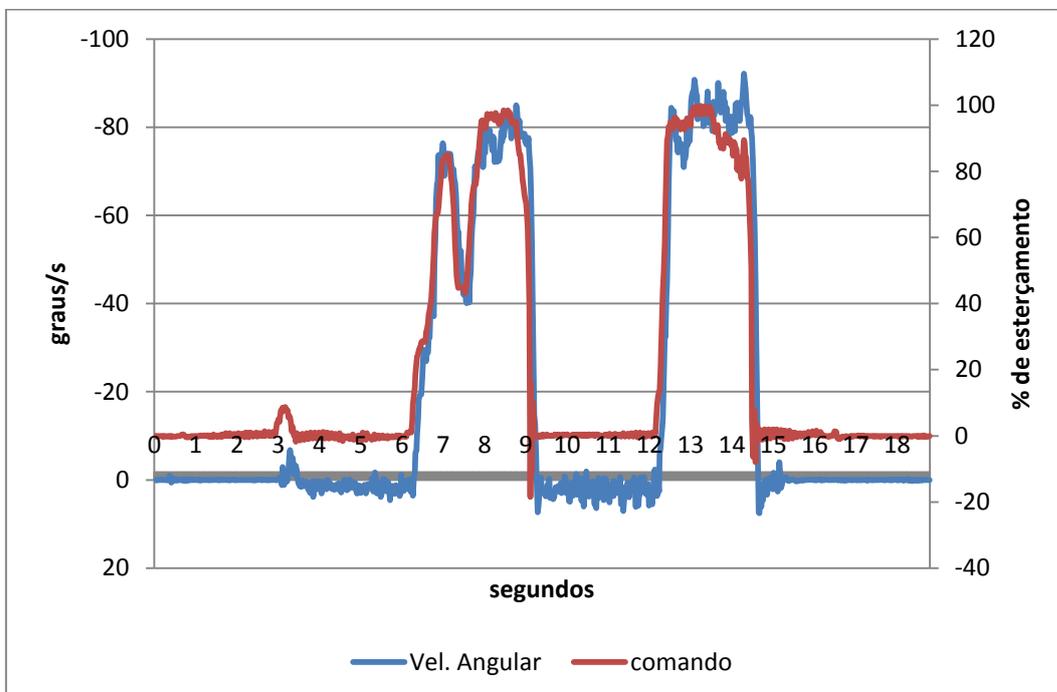
Esterçamento	Propulsão	Acel. x	Acel. y	Acel. z	$\omega$ x	$\omega$ y	$\omega$ z
1559	1433	16	46	222	47	-21	0
1561	1544	150	76	218	92	-1	20
2057	1551	-142	302	176	16	-139	-1177
2005	1563	-92	-166	354	-18	-118	-1173

O terceiro teste consistiu em o veículo percorrer uma curva de raio constante. A Figura 4.8 e Figura 4.9 mostram os dados gravados dos comandos de esterçamento e velocidade angular em Z respectivamente referente ao teste. Através do tratamento (normalização) objetivando a sobreposição dos gráficos, Figura 4.10, pode-se observar uma pequena defasagem entre os dados de controle, em vermelho, e os dados de giro, em azul, devido ao tempo de resposta do veículo. Apesar de haver essa defasagem, este intervalo é mínimo não atrapalhando as ações de controle. Com esta comparação comprava-se a relação entre sinal de comando e comportamento do veículo que será tratado no próximo capítulo.

**Figura 4.8: Gráfico dos sinais de esterçamento.**



**Figura 4.9: Gráfico dos dados de velocidade angular em Z.**



**Figura 4.10: Sobreposição dos dados.**

## 5 Testes de Validação do Sistema

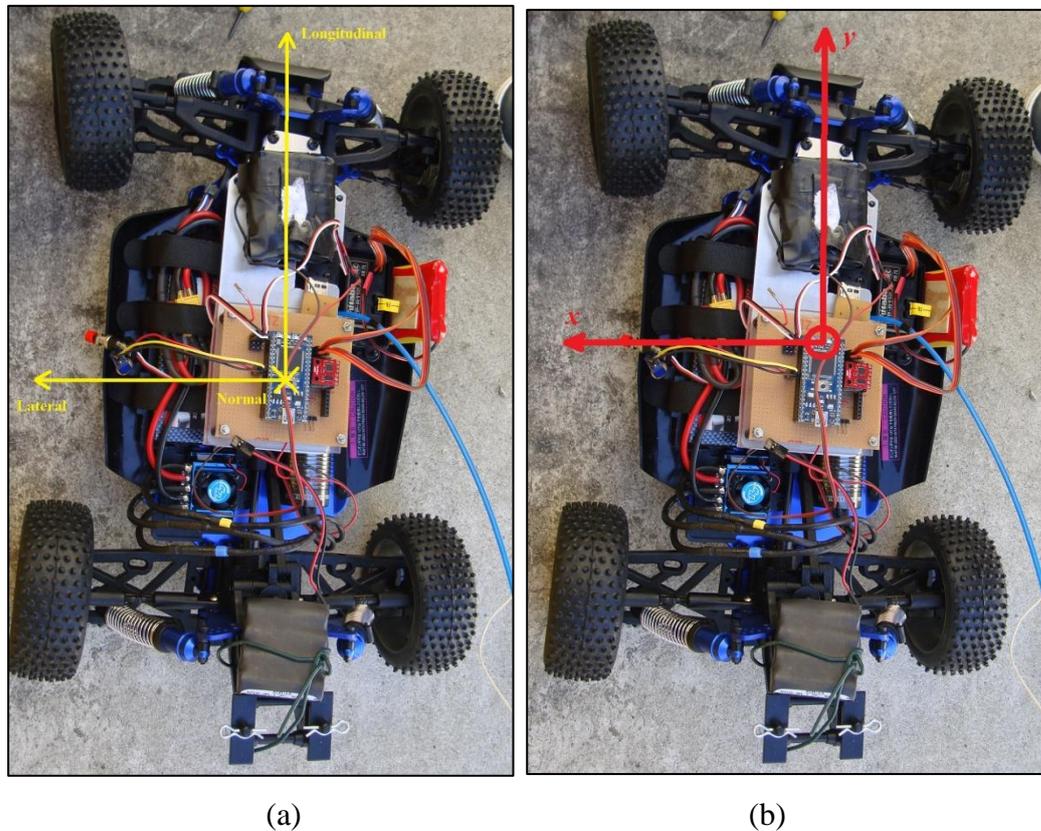
Realizou-se uma bateria de testes dinâmicos com o objetivo de compilar dados para validar o sistema de controle e procedimento empregado. Nestes testes utilizou-se o sistema de aquisição descrito no Capítulo 3 deste trabalho para armazenamento dos dados de aceleração e velocidade angular e o sistema eletrônico desenvolvido (MOURÃO, 2012) para armazenamento e reprodução dos sinais de controle.

Inicialmente o veículo foi comandado a partir do rádio. Na segunda etapa do teste a eletrônica desenvolvida reproduz os comandos a partir de dados gravados. Em alguns testes planejou-se o comportamento do veículo para a reprodução dos movimentos. A sequência dos testes, idealizada com o objetivo de validar o procedimento e também de gerar os dados necessários à futura validação do modelo, foi a seguinte:

- Teste de determinação do máximo e mínimo sinal de comando a partir dos controles do rádio;
- Testes de aceleração constante e frenagem com sinal de comando a partir dos controles do rádio;
- Testes com aceleração constante e frenagem a partir de dados gravados;
- Trajetória circular com velocidade constante;
- Trajetória em “8” com velocidade constante.

Para os testes as IMU foram dispostas com os eixos orientados como mostrado na Figura 5.1.b. diferentes dos sistema de eixo propostos pela SAE Figura 5.1.a. (GILLESPIE, 1992). Esse posicionamento foi devido à disponibilidade de espaço e à posição do conjunto eletrônico, procurando aproximá-las o máximo possível do CM do veículo. As IMU's utilizadas foram colocadas em alturas diferentes para que os eixos pudessem ficar com as mesmas

orientações, inclusive em relação ao movimento de rotação, e sobre o CM do veículo.

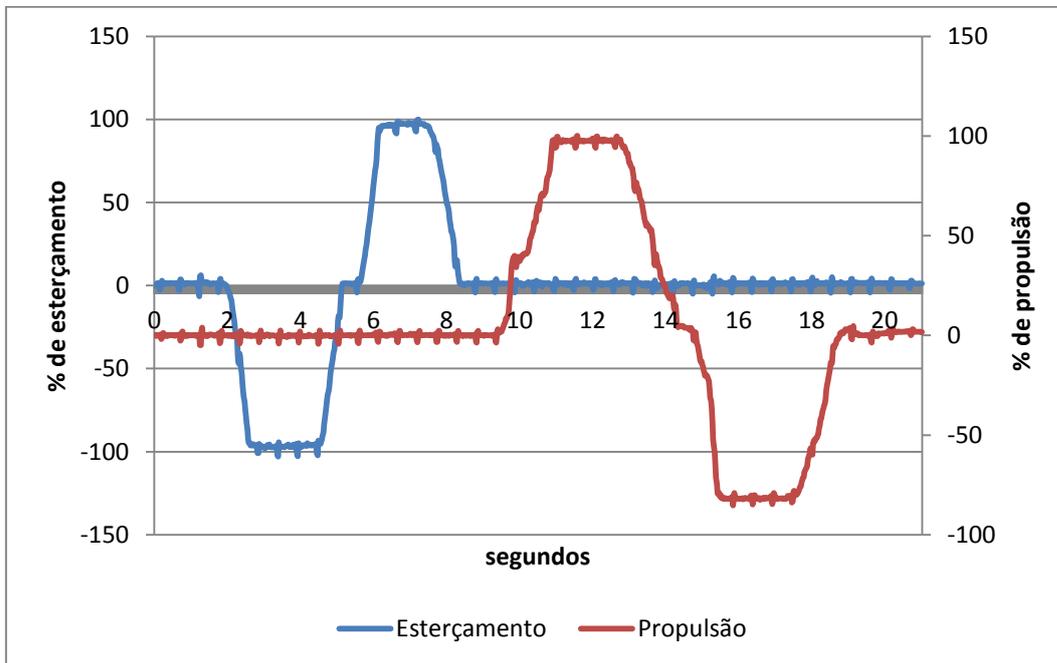


**Figura 5.1: Orientação dos eixos do veículo (a) e das IMU (b) nos testes dinâmicos.**

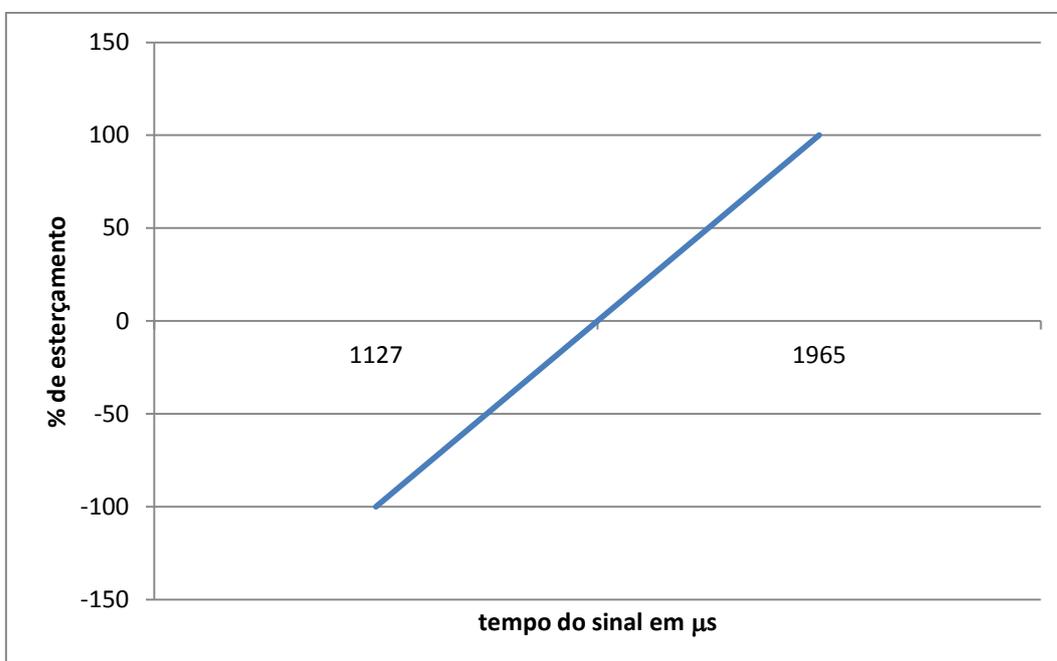
O primeiro teste para determinação dos valores máximos e mínimo dos comandos de esterçamento e propulsão foram realizados com o veículo em solo, Figura 4.2. Esses valores, obtidos de comandos do rádio, serão utilizados para determinação e planejamento das etapas seguintes. Nos testes práticos, os testes foram repetidos devido a mudança do rádio necessária para maior alcance do veículo nos testes.

Analogamente a análise realizada nos testes preliminares, estabeleceu-se a relação, Figura 5.4, entre o percentual de propulsão com tempo do sinal de comando similar ao apresentado no item 4.2.1 deste trabalho e também a relação entre percentual de esterçamento e tempo do sinal, Figura 5.3. Pode-se observar que os valores de tempo e, conseqüentemente a reta de ajuste, dos testes preliminares para os testes dinâmicos são diferentes devido à diferença entre os

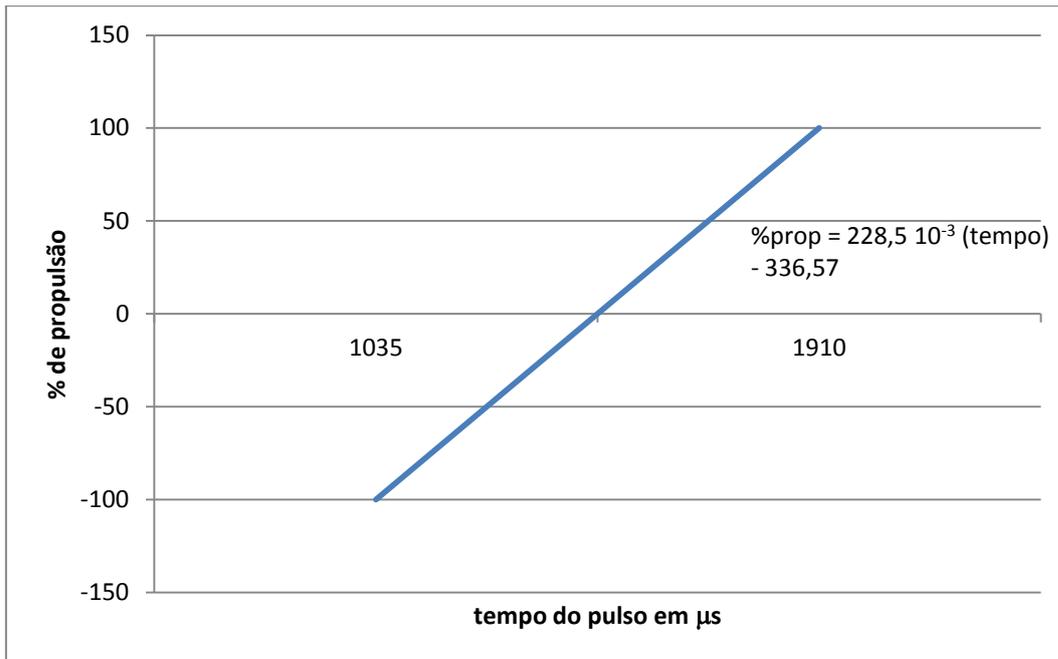
rádios utilizados. Foram utilizados rádios diferentes devido ao alcance maior necessário nos testes dinâmicos.



**Figura 5.2: 1º teste para determinação dos limites de comando**



**Figura 5.3: Relação entre % esterçamento e sinal de comando nos testes dinâmicos**

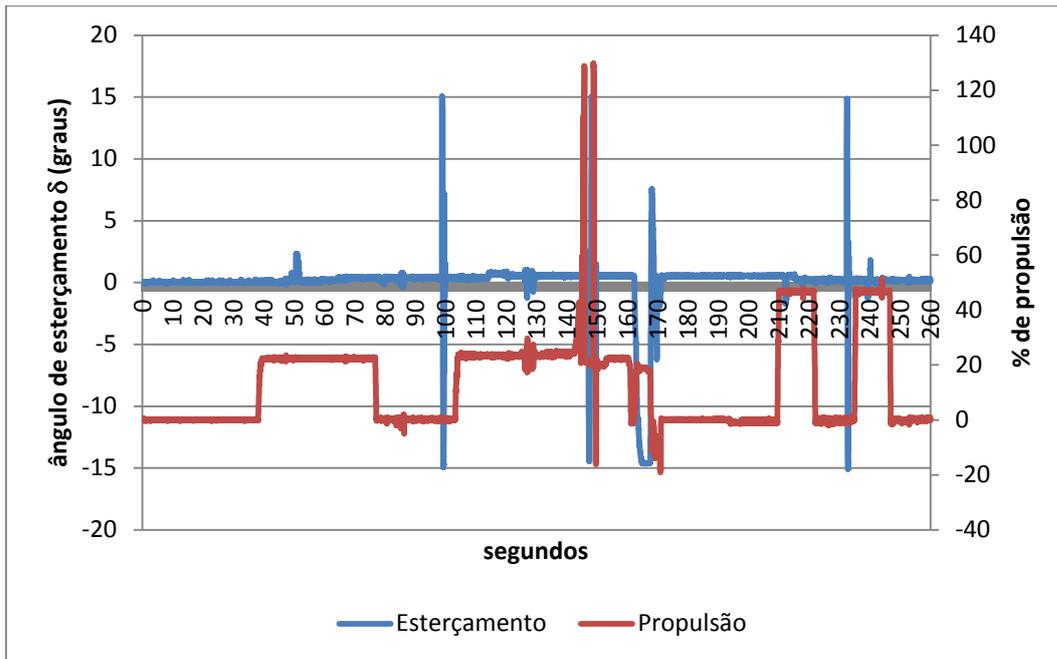


**Figura 5.4: Relação entre % propulsão e sinal de comando nos testes dinâmicos**

### 5.1. Trajetória Comandada Manualmente

Para os testes em velocidade constante utilizou-se o sistema de ajuste do zero do controle, "*trim*", do rádio para garantir a condição desejada independente da habilidade do operador. O teste apresentado na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** foi realizado com o veículo percorrendo uma reta de 30 metros de comprimento. Ao fim da reta, reposicionava-se o veículo de forma manual para retornar ao ponto inicial.

Durante o teste com o *trim* a 50% no retorno ao ponto de partida, houve uma perda momentânea de sinal de controle, este fato provocou a interferência do operador que pode ser observada na Figura 5.5. Pode-se observar também a diferença de tempo entre os comandos de 50% do *trim* e 100% do *trim*. Essa diferença gera uma variação de velocidade no veículo que percorre uma distância fixa em diferentes intervalos de tempo.



**Figura 5.5: Teste com 50% e 100% do trim**

As oscilações apresentadas nos comandos de esterçamento e propulsão foram ocasionadas por correções devido à imperfeições no piso. Após o teste em linha reta, realizou-se o teste de círculo de raio constante utilizando os comandos de *trim* para controlar a velocidade do veículo e esterçamento máximo ( Figura 5.6). Neste teste o veículo percorreu círculos em sentido anti-horário e horário com 50% e 100% do *trim*. Após esses círculos o veículo percorreu 5 voltas no sentido anti-horário e horário com 100% do *trim*. Essa etapa do teste possibilitou o melhor entendimento do comportamento do veículo em relação ao tempo de acionamento essencial para a etapa de círculos planejados.

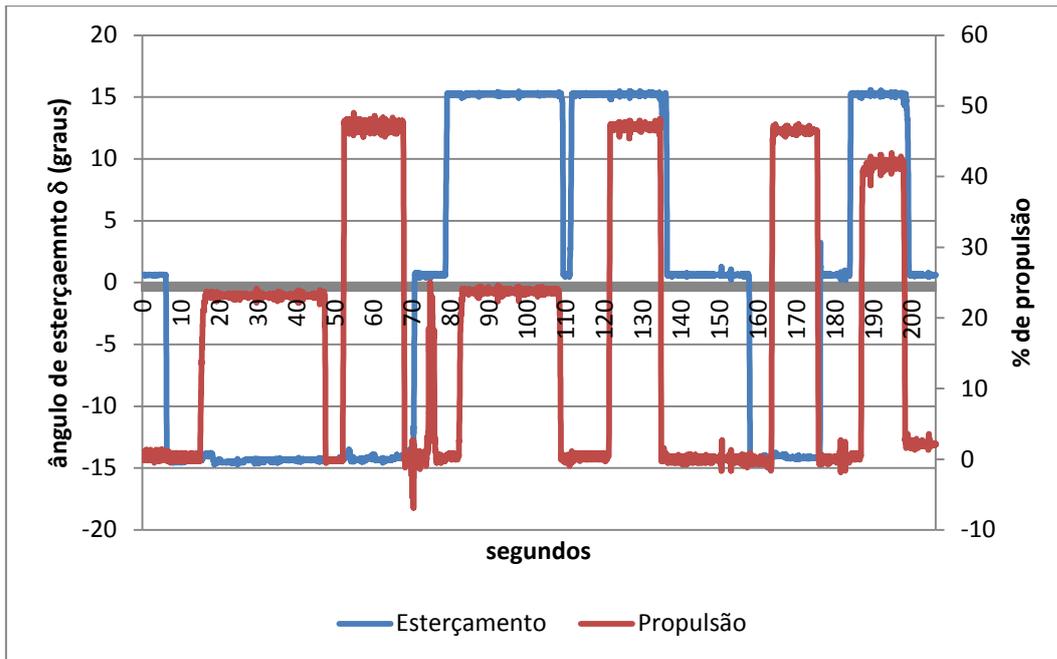
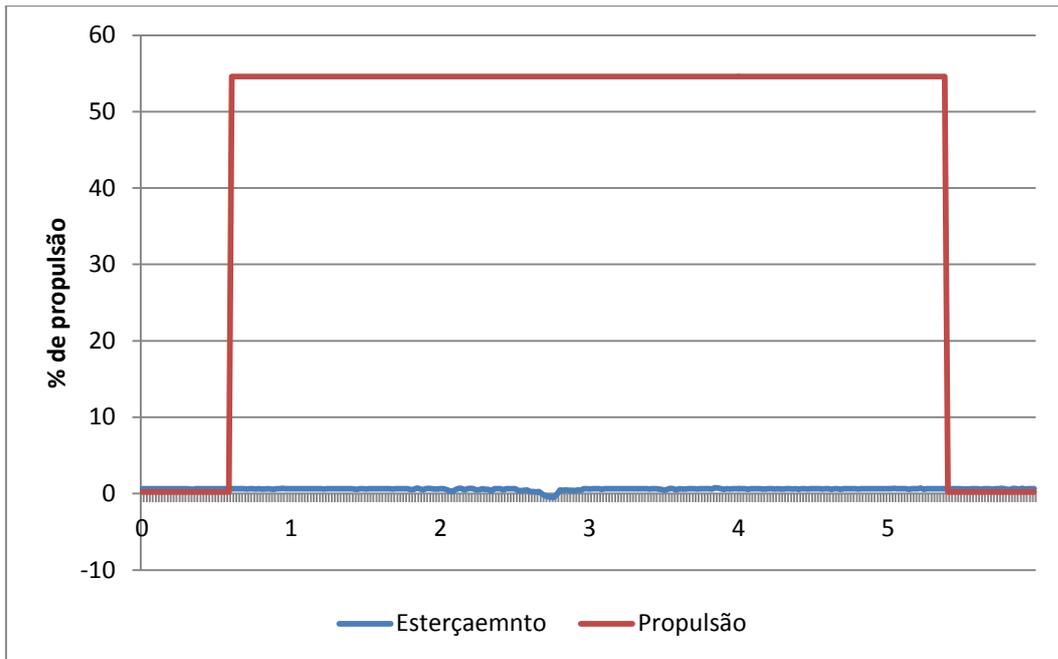


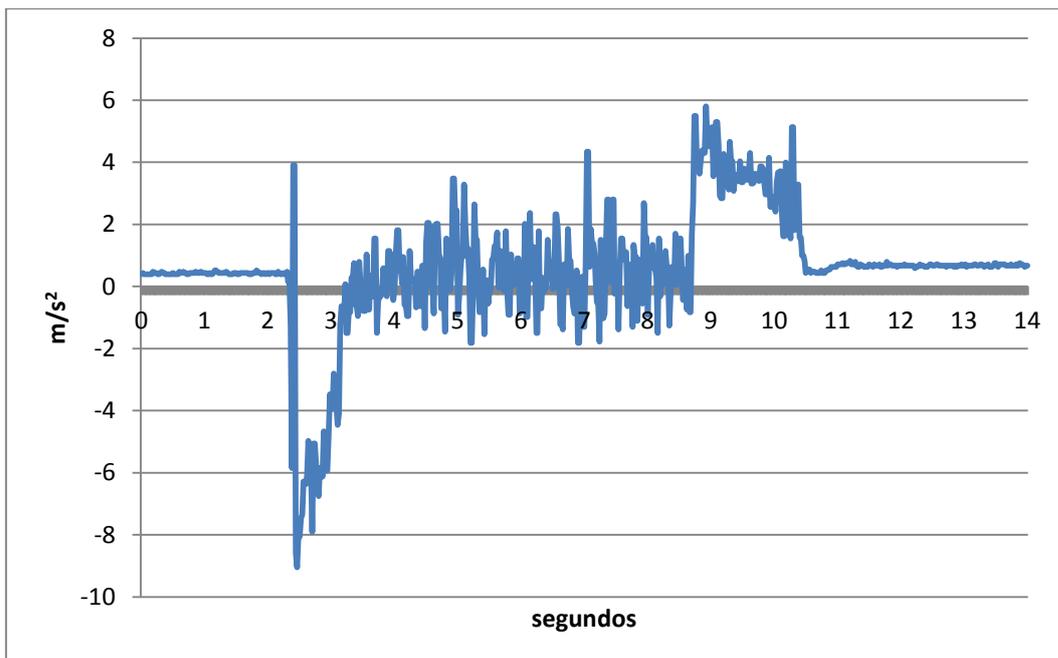
Figura 5.6: Círculos de raio constante rádio controlados.

## 5.2. Trajetória Reta Planejada

Após os testes com comando a partir do rádio, foram realizados com planejamento de trajetórias específicas. O primeiro teste planejado realizado foi o de uma linha reta com velocidade de aproximadamente 50% da máxima. Figura 5.7 apresenta o planejamento da reta com velocidade constante. Os dados de esterçamento foram retirados dos testes em linha reta com o comando do *trim*. Como a eletrônica desenvolvida (MOURÃO, 2012) durante os testes reproduz o circuito planejado, a eletrônica apresentada e validada no Capítulo 3 grava os dados de aceleração e velocidade angular. A Figura 5.8 apresenta a medição da aceleração longitudinal sem filtro.



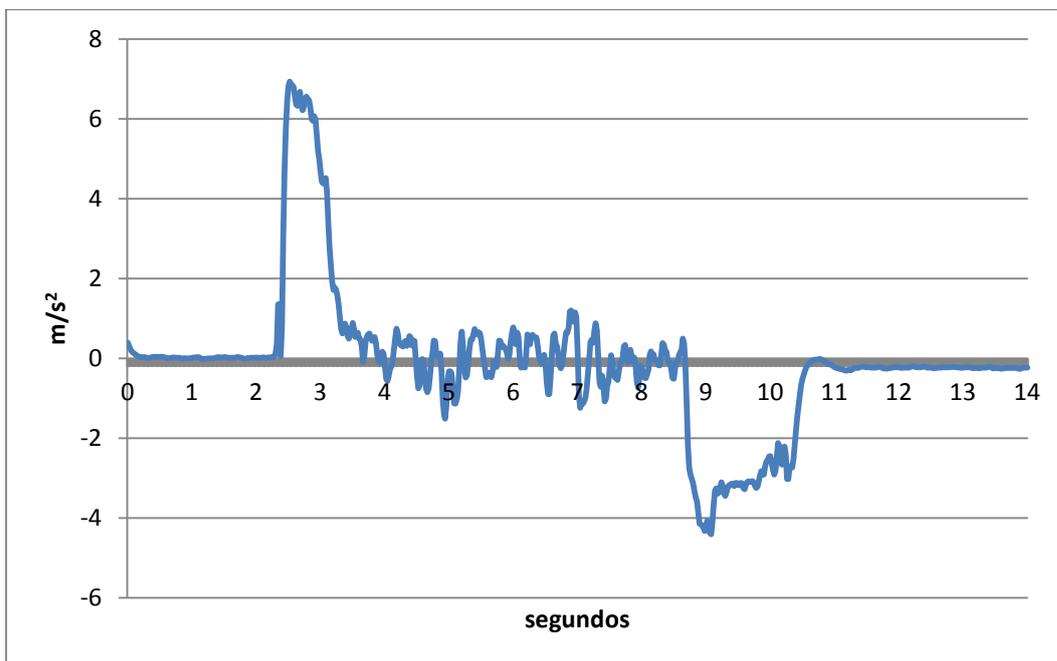
**Figura 5.7: Reta planejada com 50% da velocidade.**



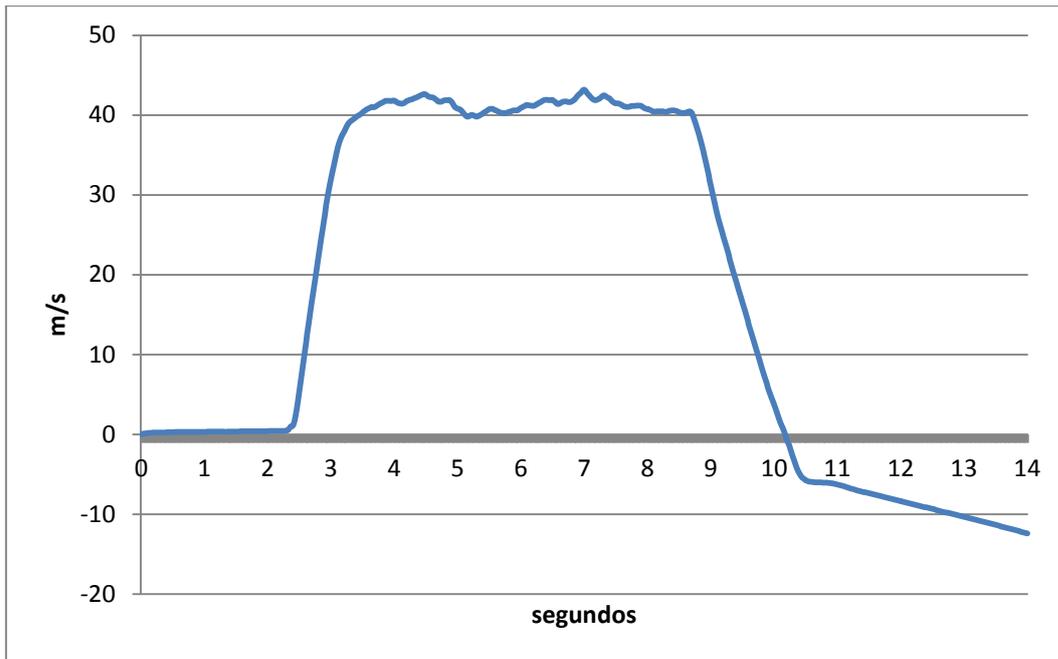
**Figura 5.8; Aceleração longitudinal medida do veículo em linha reta.**

Observando os dados da Figura 5.8 nota-se a necessidade de um filtro para melhor análise dos dados. Não foi objeto de estudo deste trabalho buscar o melhor sistema de filtragem para esses dados, desta forma o filtro utilizado foi um passa baixa de 2ª ordem com frequência de corte de 5% da frequência de amostragem

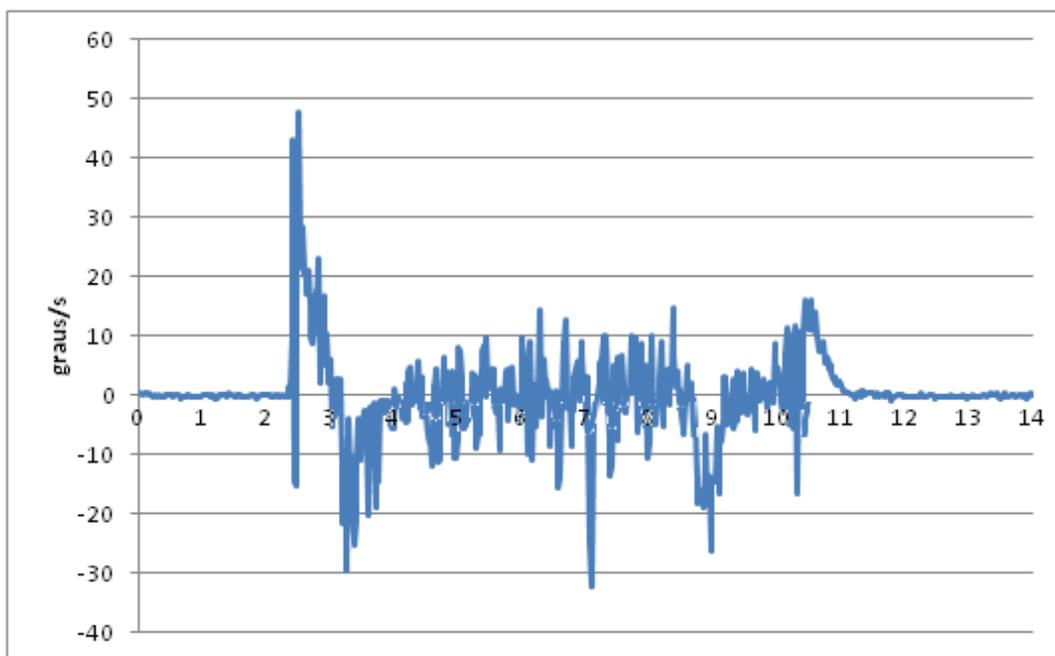
que neste caso equivale a 2,5Hz. Os dados após filtro estão apresentados na Figura 5.9. Todos os dados apresentados neste trabalho estão filtrados utilizando a metodologia acima descrita. A Figura 5.10 apresenta a velocidade do veículo, obtida por integração da aceleração longitudinal, nota-se a diferença de inclinação entre a subida e a descida da velocidade causada pela diferença de aceleração e observa-se que a velocidade não apresenta um valor de **zero** devido ao *offset* da aceleração após o movimento se interromper. A Figura 5.11 **Erro! Fonte de referência não encontrada.** apresenta a velocidade angular do eixo lateral no veículo, e pode-se notar a guinada no momento de aceleração e frenagem.



**Figura 5.9: Aceleração longitudinal filtrada.**



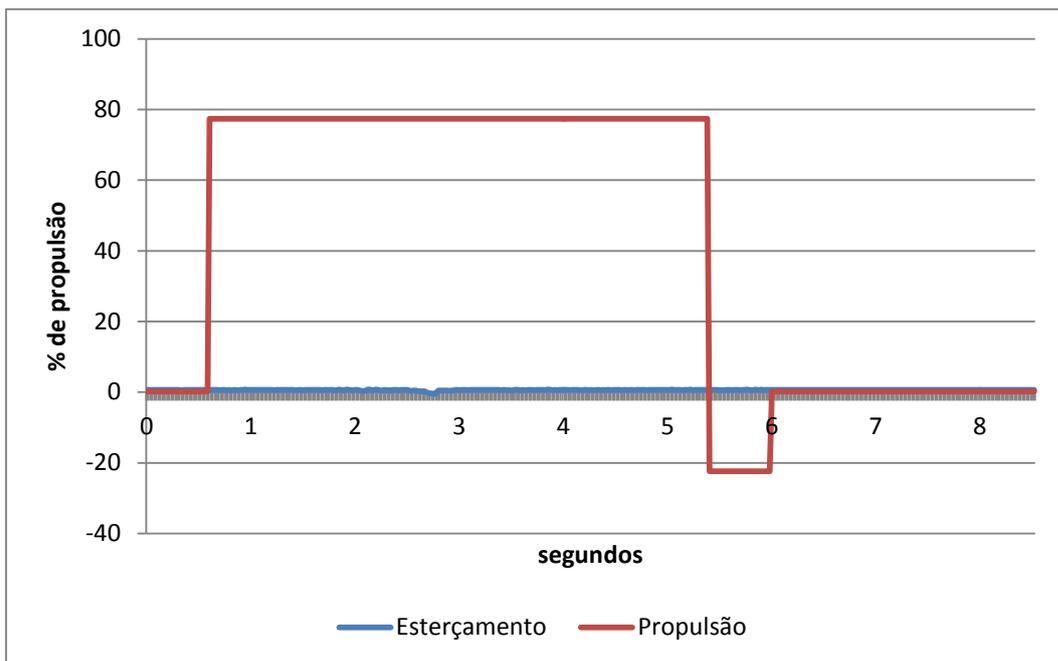
**Figura 5.10: Velocidade longitudinal para 50% de propulsão.**



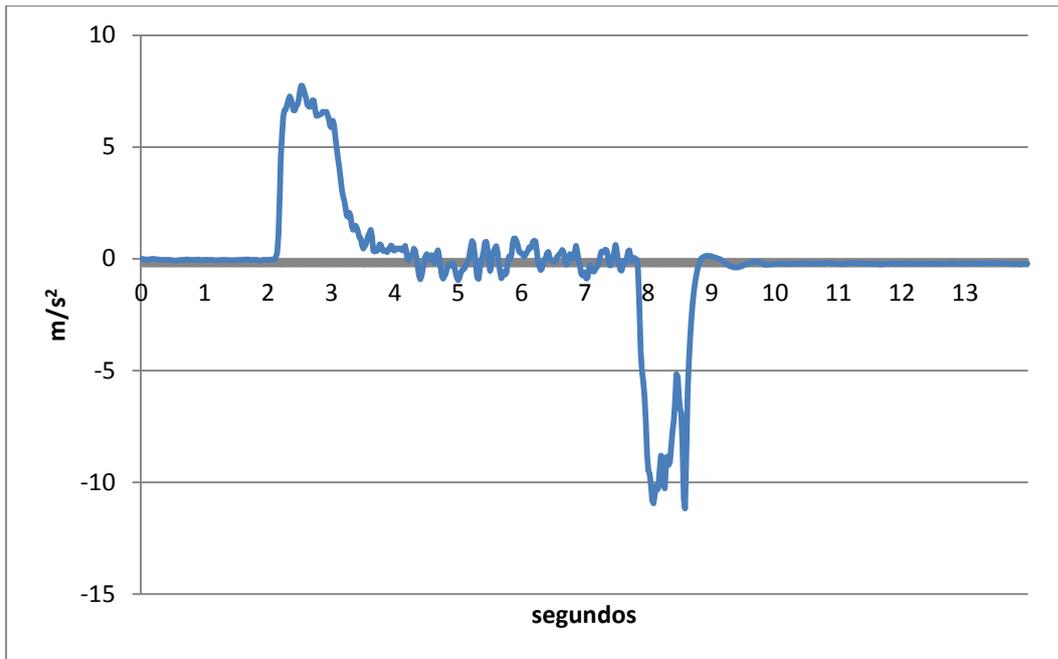
**Figura 5.11: Velocidade angular do eixo longitudinal**

O segundo teste planejado apresenta o comportamento similar ao primeiro teste, consiste em percorrer uma linha reta com potência de aproximadamente 80% da máxima e frenagem brusca (Figura 5.12) para avaliar o comportamento de rotação reversa do motor de propulsão do veículo. Durante o teste verificou-se que

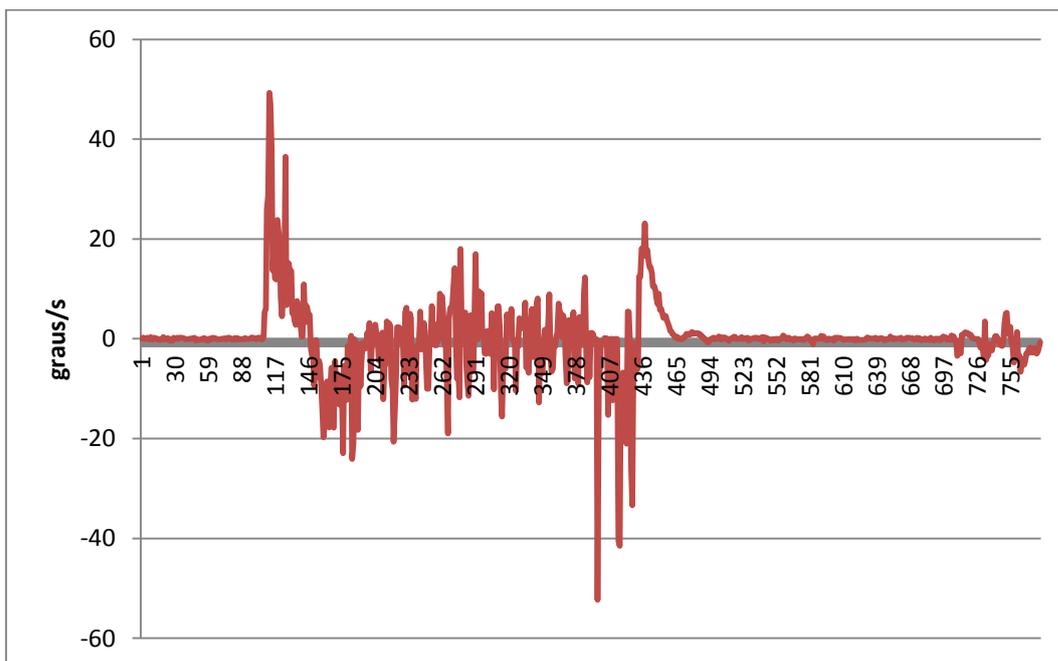
o sistema de *Speed Control* impede a reversão do motor enquanto há movimento do veículo. O que ocorre é o súbito travamento do motor e consequentemente das rodas. A Figura 5.13 apresenta a aceleração longitudinal durante este teste. Pode-se observar claramente os momentos da aceleração, no instante 2s, e frenagem, no instante 8s. Como observado na reta com aproximadamente 50% da velocidade máxima, a Figura 5.14 apresenta a variação da velocidade angular do veículo podendo-se observar a movimentação na aceleração e na frenagem.



**Figura 5.12: Reta planejada com 70% da potência e frenagem.**



**Figura 5.13: Aceleração longitudinal do veículo em reta planejada com aproximadamente 80% da potência e frenagem.**



**Figura 5.14: Velocidade Angular no eixo lateral em reta planejada com aproximadamente 80% da potência e frenagem.**

### 5.3. Trajetória Circular Planejada

O terceiro teste planejado foi com movimento circular, e baseado nos dados gravados a partir do controle. Os comandos, Figura 5., indicam que inicialmente o veículo percorre os círculos no sentido anti-horário, com velocidade de 50% e 100% do *trim*. Após a parada o veículo percorre os círculos no sentido horário com velocidades iguais a anterior e finaliza percorrendo círculos, aproximadamente 3 voltas, no sentido anti-horário e horário com a máxima velocidade do *trim*. Para melhor análise dos dados divide-se os círculos em 6 segmentos onde efetivamente há movimento.

A Figura 5.15 e a Figura 5.16 apresentam, respectivamente, a aceleração lateral e velocidade angular referente ao primeiro círculo desenvolvido com 50% do *trim* em sentido anti horário. Pode-se observar claramente os pontos iniciais de aceleração e frenagem. A aceleração longitudinal, Figura 5.17, apresenta o momento que o veículo sai do repouso, adquire velocidade constante até a frenagem.

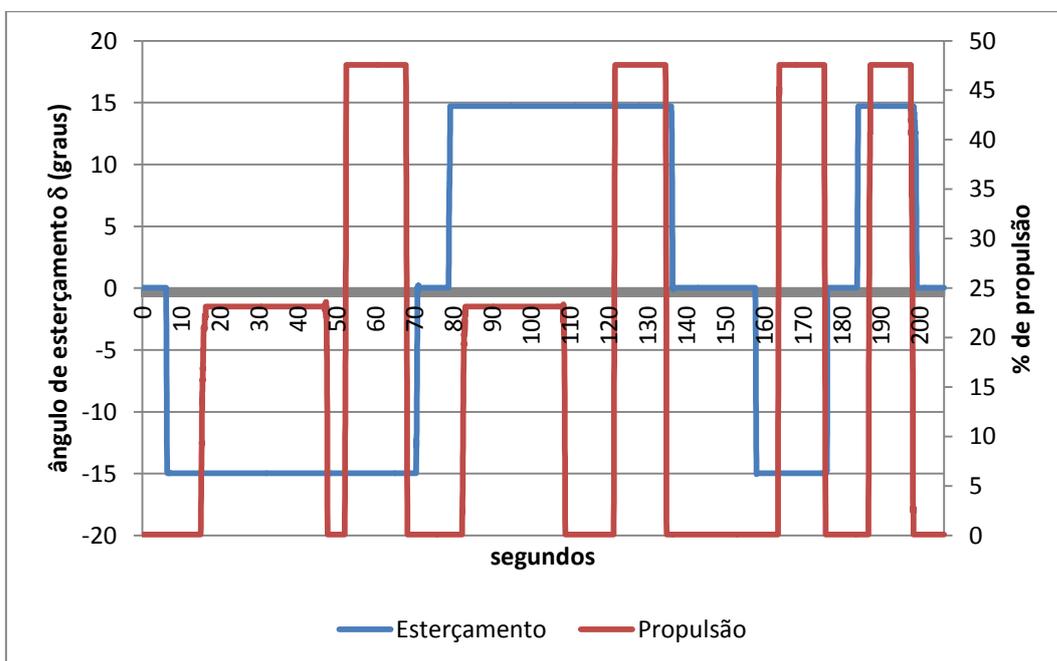
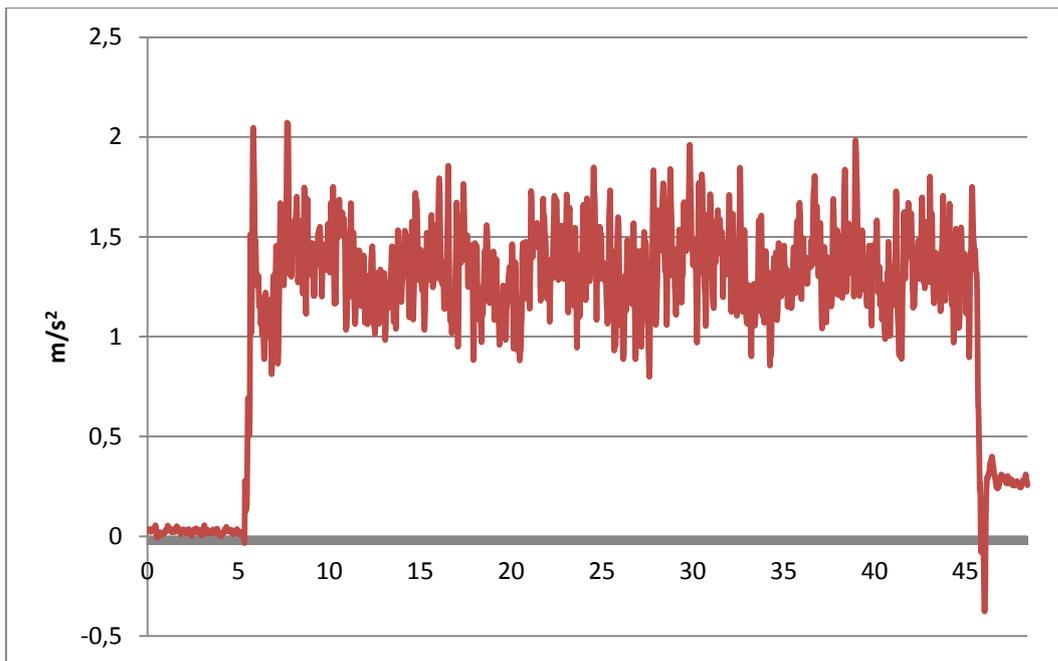
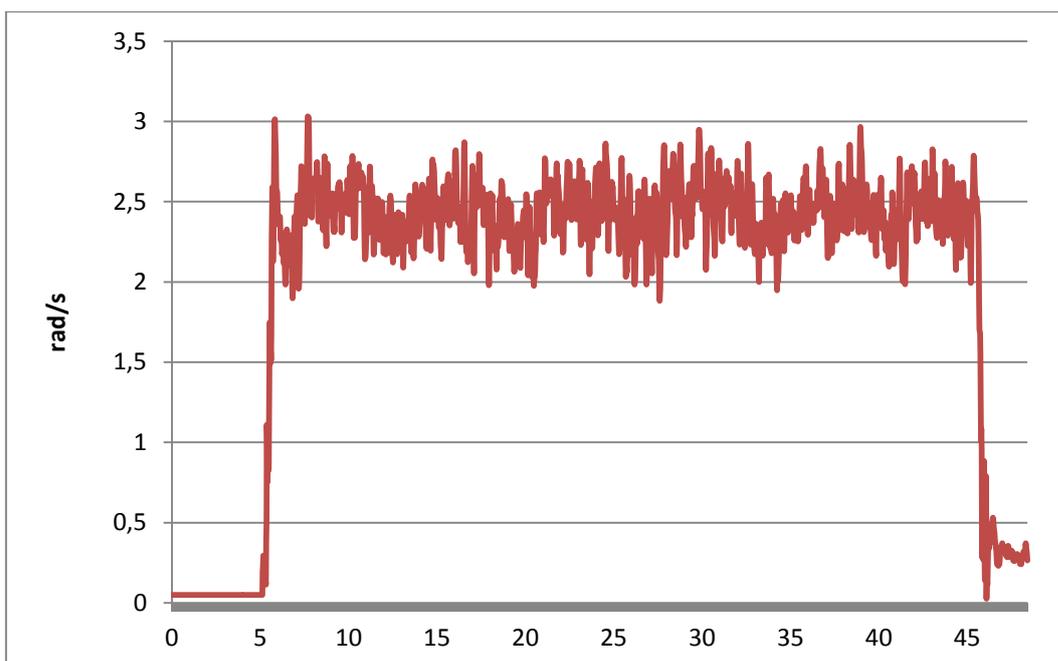


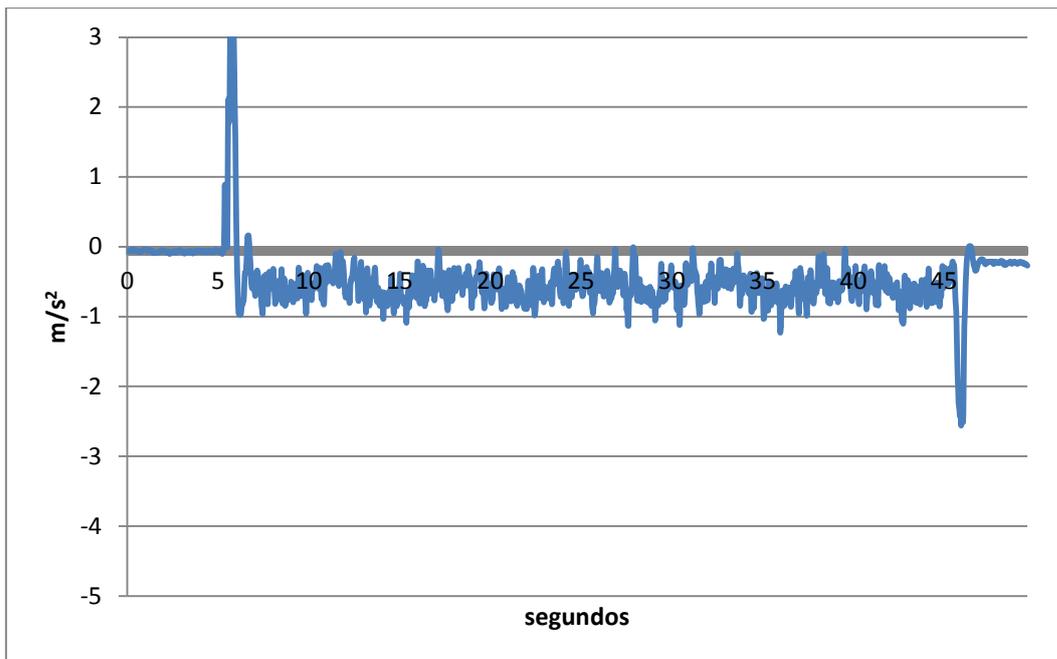
Figura 5.15: Círculos planejados.



**Figura 5.15: Aceleração lateral do 1º segmento do círculo planejado.**

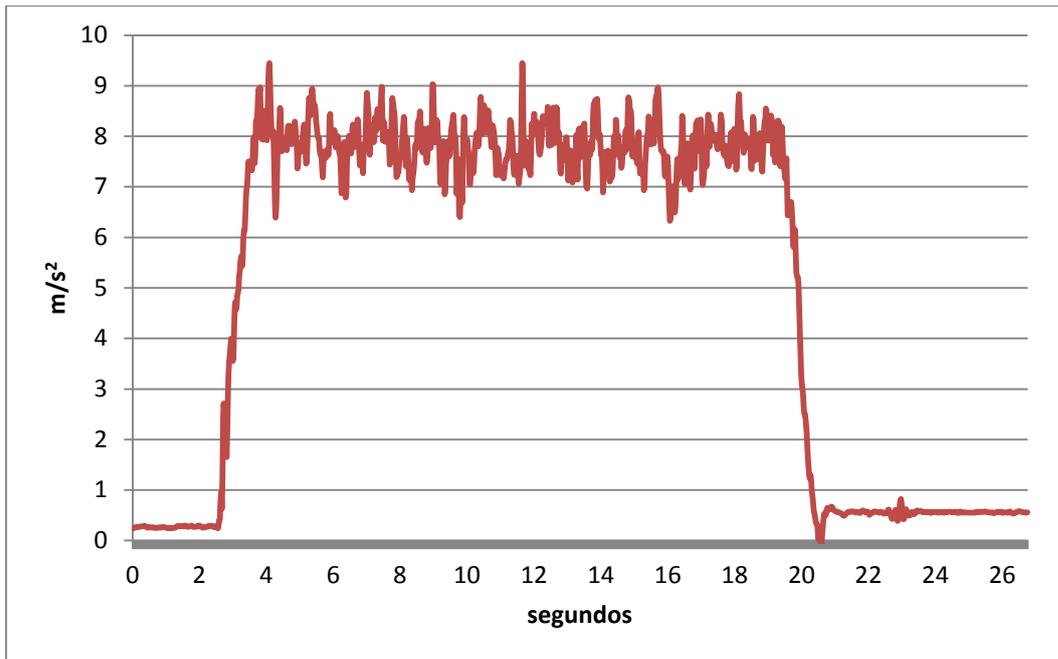


**Figura 5.16: Velocidade angular do 1º segmento do círculo planejado.**

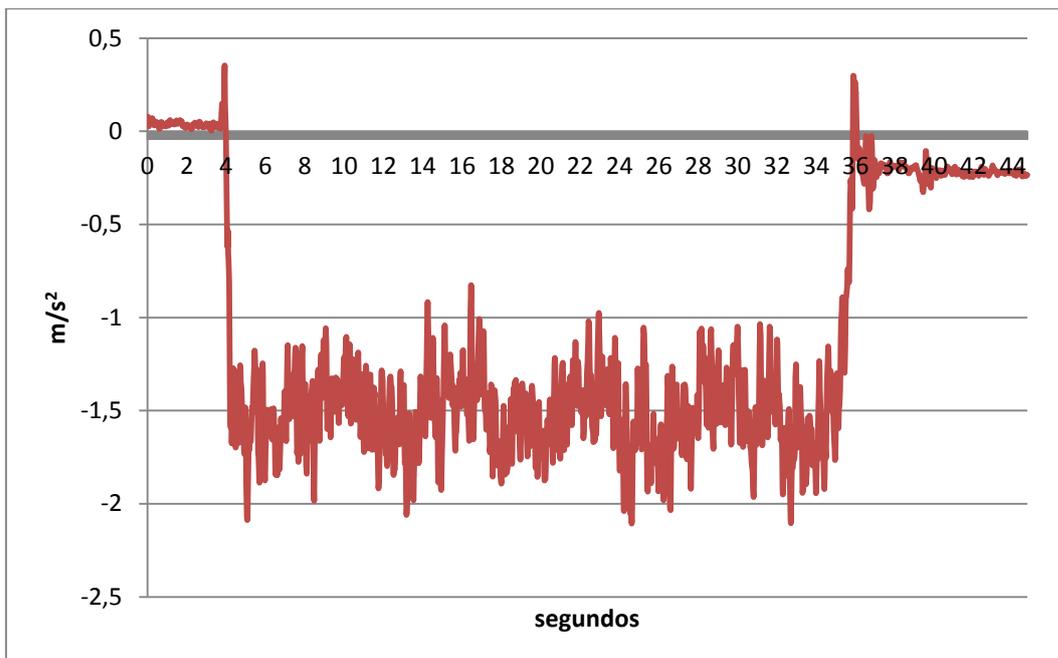


**Figura 5.17: Aceleração longitudinal do 1º segmento do círculo planejado.**

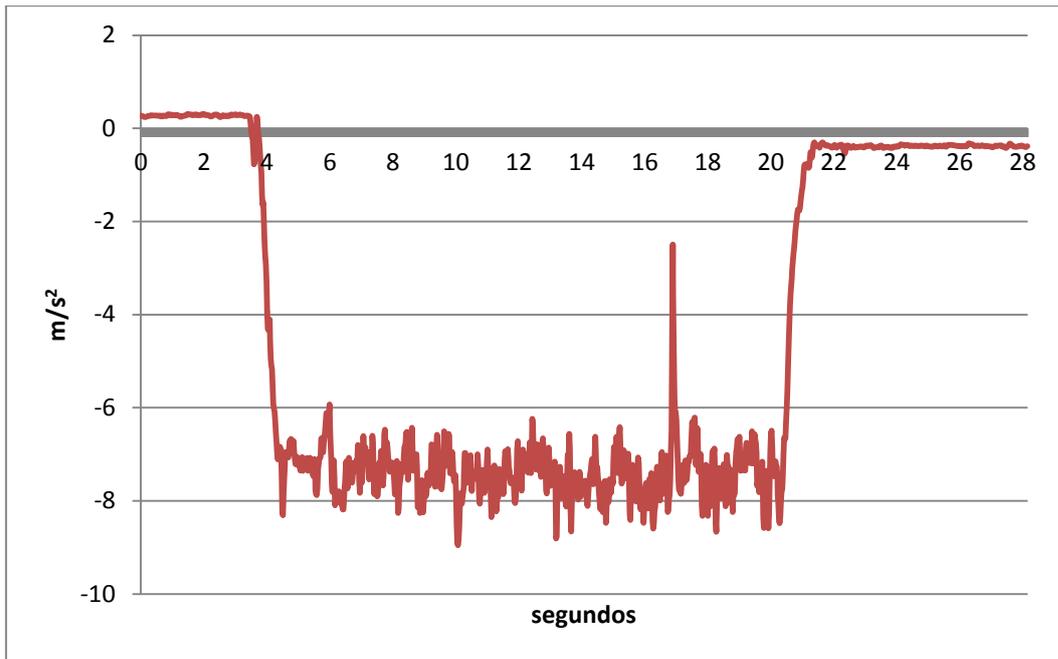
A seguir estão apresentadas as acelerações laterais dos demais segmentos de círculos planejados. Pode-se observar que o valor residual de medição de aceleração observado na Figura 5.15 mantém-se na Figura 5.18 propagando esse resíduo para as demais medições. A Figura 5.20 e a Figura 5.19 apresentam valores modulares similares aos da Figura 5.15 e da Figura 5.18, pois possuem o mesmo valor percentual de propulsão, mas com sentido oposto por tratar-se de círculos no sentido horário, inverso dos segmentos iniciais.



**Figura 5.18: Aceleração lateral do 2º segmento do círculo planejado.**



**Figura 5.20: Aceleração lateral do 3º segmento do círculo planejado.**



**Figura 5.19: Aceleração lateral do 4º segmento do círculo planejado.**

Durante os testes foram medidos, Tabela 5.1, os diâmetros aproximados dos círculos desenvolvidos para relacionar com aqueles calculados. Em alguns momentos dos círculos com velocidade correspondente a 100% do *trim* o veículo apresentou pequenas derrapagens devido a superfície utilizada. Os dados do círculo em que não houve derrapagem foram comparados com o esperado considerando a Geometria de Ackerman. Para o círculo com comando máximo de esterçamento a esquerda com 50% do *trim* o diâmetro calculado é de 188, 21 cm. Como o diâmetro medido é de 189 cm entende-se que o veículo atende às características da Geometria de Ackerman, indicando que é possível empregar esta informação para planejar as trajetórias de controle.

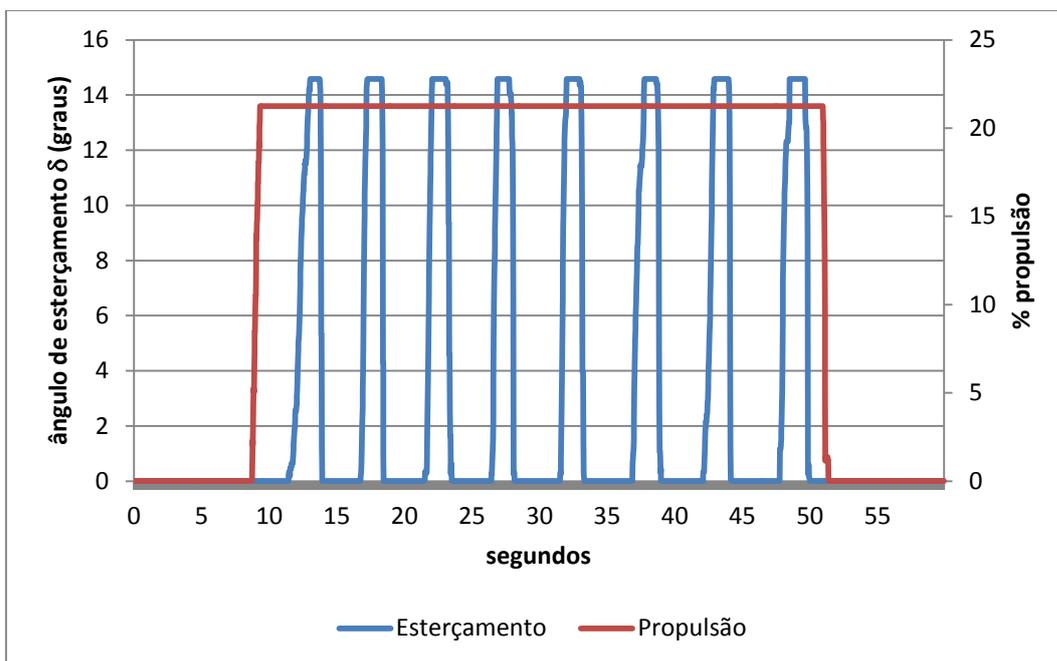
**Tabela 5.1: Círculos medidos durante teste planejado**

Ø Aproximado	Sentido	% <i>trim</i>
189 cm	Anti horário	50
232 cm		100
184 cm	Horário	50
232 cm		100
223 cm	Anti horário	
208 cm	Horário	

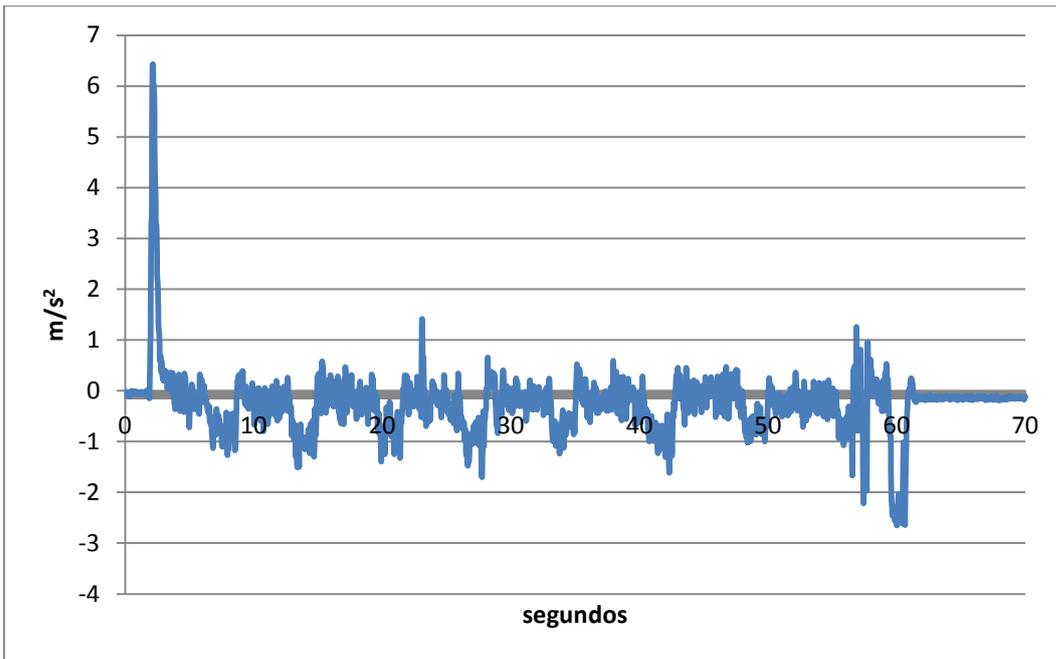
#### 5.4. Trajetória Oval Planejada

O quarto teste realizado foi a execução de um circuito oval, composto pela composição dos segmentos de reta e círculos anteriormente testados. A Figura 5.20 apresenta os comandos para a trajetória oval, durante a qual buscou-se manter a velocidade constante com pequenas curvas de 90° para realização do circuito. Neste circuito o veículo percorre 4 voltas no circuito oval. A Figura 5.21 apresenta a aceleração longitudinal do veículo na qual podem ser observados os pontos de aceleração e desaceleração no início e fim da trajetória e as oscilações da mudança de sentido em cada curva.

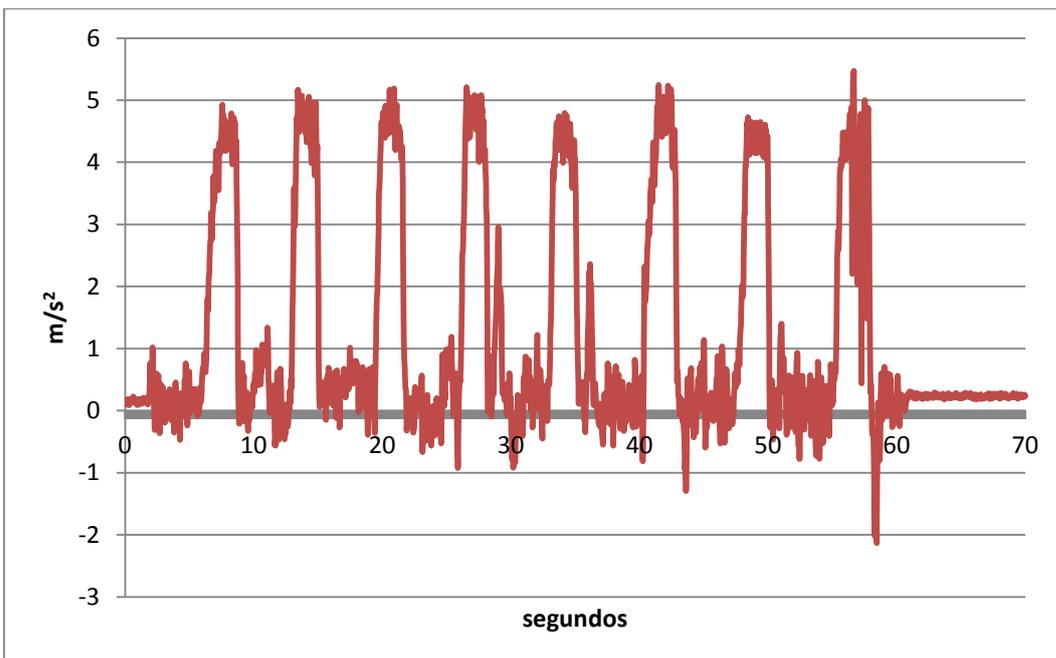
Na Figura 5.22 a aceleração lateral do veículo apresenta a uniformidade das curvas durante a execução do circuito. Pode-se comprovar que comportamento esperado nas curvas corresponde ao planejado. Esse comportamento pode ser observado também na medição das velocidades angulares do eixo Z, Figura 5.23.



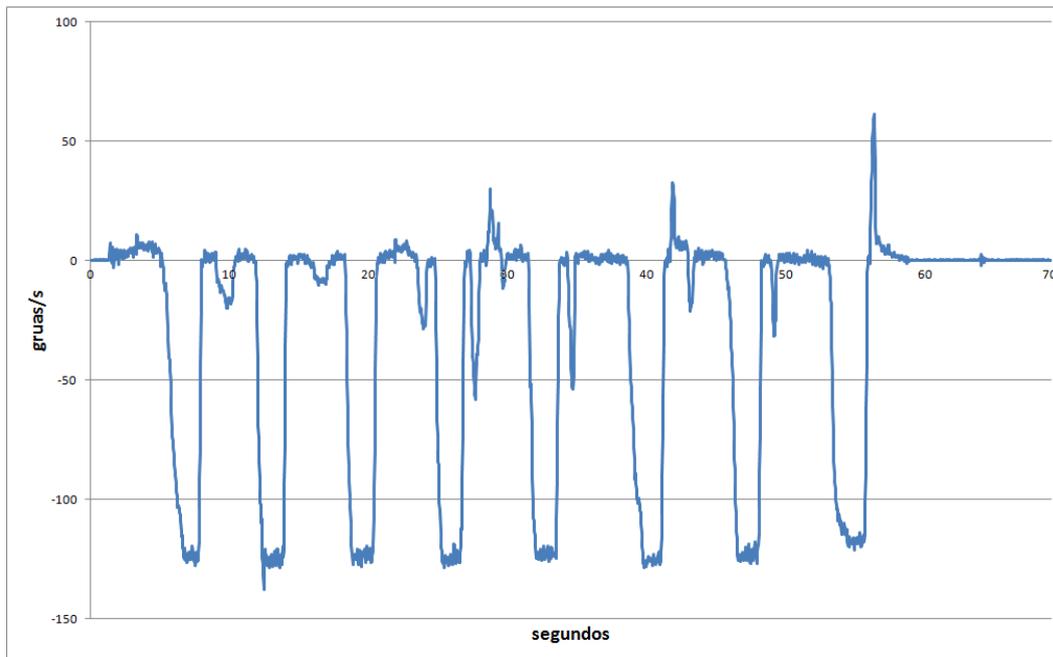
**Figura 5.20: Oval planejado.**



**Figura 5.21: Aceleração longitudinal do oval planejado**



**Figura 5.22: Aceleração lateral do oval planejado**



**Figura 5.23: Velocidade angular do eixo Z**

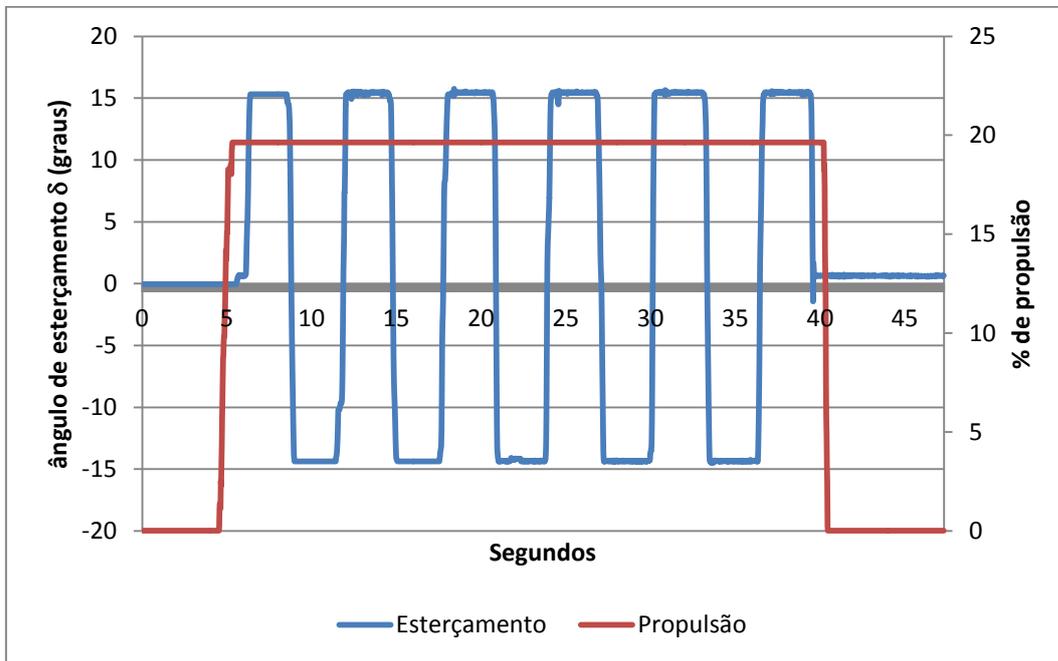
### 5.5. Trajetória tipo “8” Planejada

No quinto teste planejado pretende-se a execução de “oitos” na pista. A Figura 5.24 apresenta o comando do teste realizado com velocidade de 50% do *trim*. A Figura 5.25 mostra o comportamento da aceleração lateral. Novamente pode-se observar a relação entre o comportamento planejado e o medido no veículo também pela velocidade angular no eixo Z descrita na Figura 5.26.

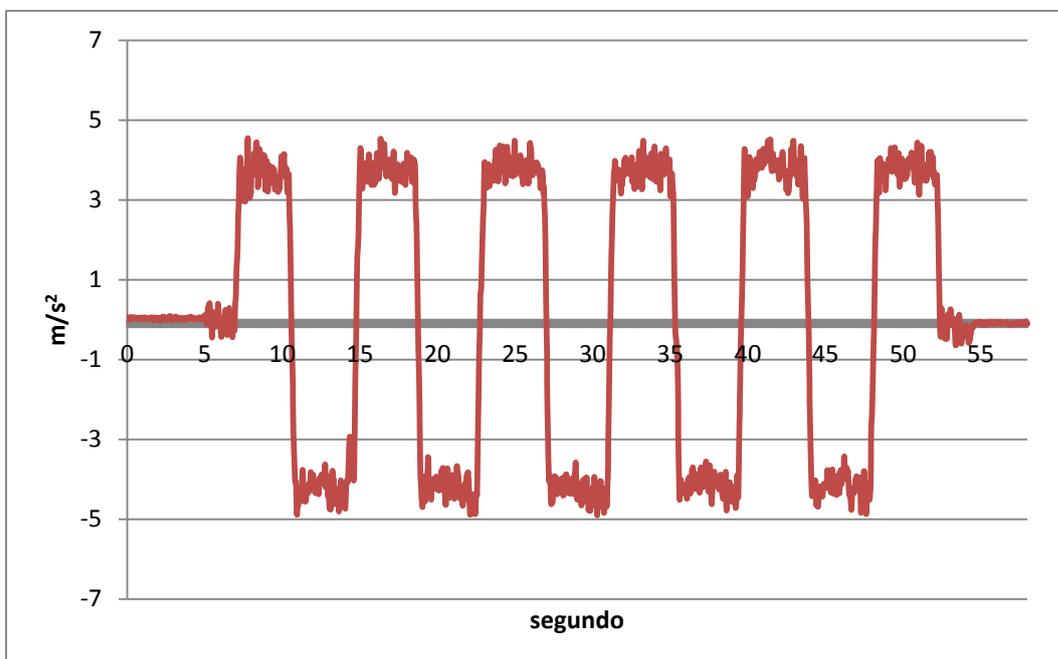
Após esse primeiro teste, repetiu-se os comandos de esterçamento, porém com uma velocidade maior, Figura 5.27, para verificar o comportamento do veículo em relação às curvas realizadas, buscando avaliar se o mesmo apresentava derrapagem lateral como as verificadas nos círculos de raio constante. Durante este teste observou-se que o veículo apresentava uma derrapagem na execução das curvas devido ao tipo de piso e aos pneus utilizados, como esperado e ocorrido nos círculos de raio constante.

Pode-se observar que mesmo com a pequena derrapagem o comportamento das acelerações equivale ao esperado, **Erro! Fonte de referência não encontrada.** O valor da aceleração lateral maior que o apresentado na Figura 5.25 apresenta-se devido ao aumento da velocidade. A Figura 5.29 apresenta as

súbitas mudanças de sentido devido à trajetória similar ao mostrado na Figura 5.25 para a trajetória oval.



**Figura 5.24: Trajetória em "8" planejado em baixa velocidade**



**Figura 5.25: Aceleração lateral do "8" em baixa velocidade.**

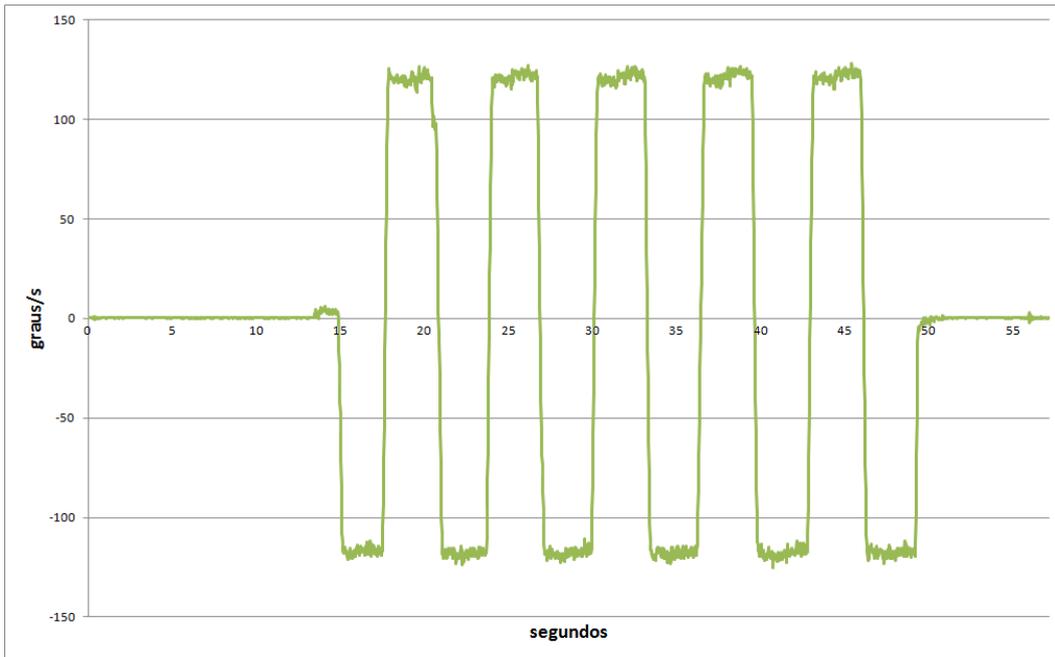


Figura 5.26: Velocidade Angular em Z do “8” em baixa velocidade.

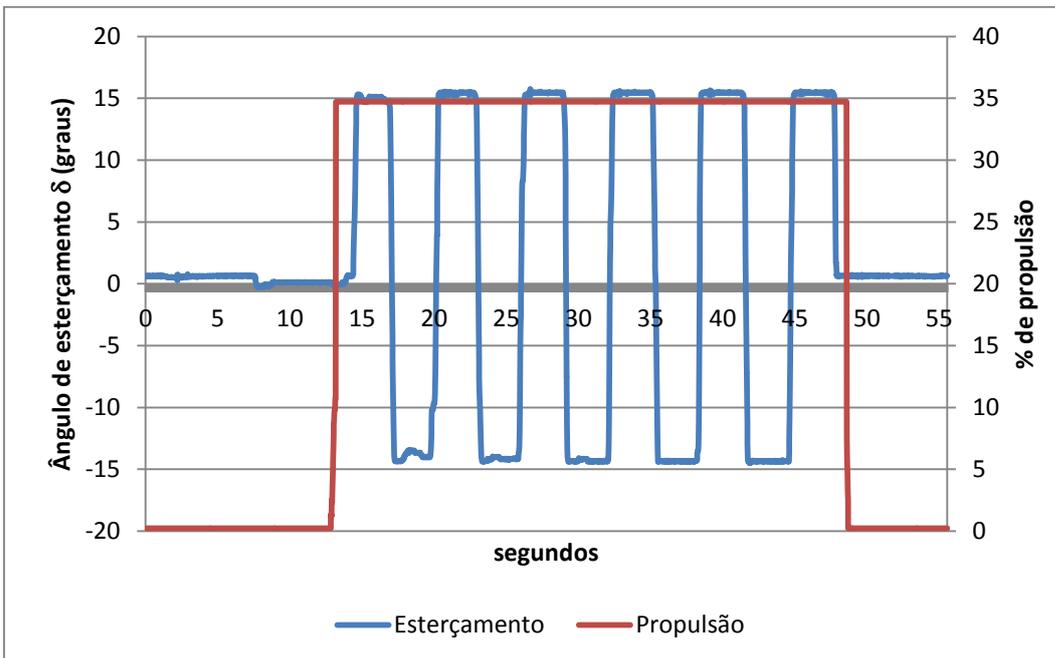
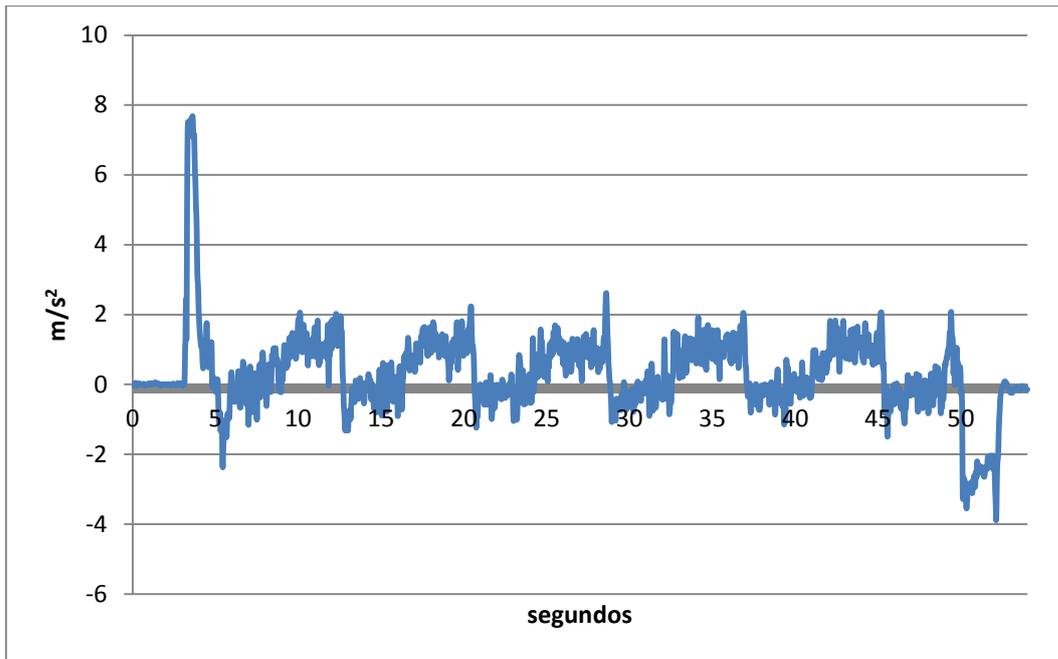
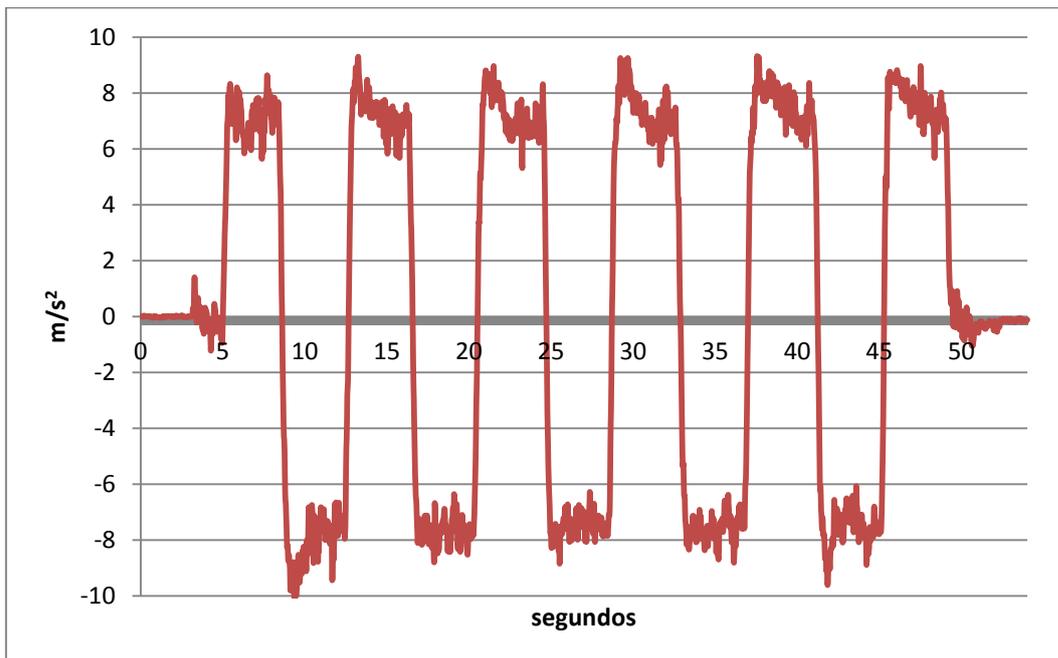


Figura 5.27: Trajetória em “8” planejado a alta velocidade.



**Figura 5.28: Aceleração longitudinal do "8" em alta velocidade**



**Figura 5.29: Aceleração lateral do "8" em alta velocidade**

## 6 Conclusões e recomendações

O modelo de um veículo elétrico apresentado, considerando suas dinâmicas lateral e longitudinal, e as principais características do seu sistema de propulsão elétrico em conjunto com o sistema de transmissão, e do seu sistema de direção, deverá ser empregado para sua futura calibração, pela identificação dos parâmetros utilizando os resultados de testes experimentais, e implementação da estratégia de controle, na qual pretende-se comandá-lo a partir de trajetórias predefinidas simuladas computacionalmente.

A validação das medições da IMU, através das relações fundamentais dos fenômenos descritos pela Física Básica, mostraram que é possível adotá-la para monitoramento do comportamento dos veículos. Para aplicações em veículos elétricos, sugere-se a utilização de uma IMU sem sensores de orientação, magnetômetro, devido aos efeitos de variação de campo causado por motores elétricos. Estudos futuros podem ser realizados para determinar a relação de interferência entre sensor de orientação e sua distância aos motores elétricos. Se utilizada a IMU empregada neste trabalho, qualquer modificação no *software* embarcado deve ser feita com cuidado, pois o programa disponibilizado realiza cálculos matemáticos para determinação das velocidades angulares, não adotando a leitura direta dos girômetros, o que não é adequado.

Os testes realizados com o veículo escala apresentaram resultados satisfatórios e conforme esperado, e possibilitaram a análise do comportamento da IMU e dos seus sinais de comando. A eletrônica utilizada no controle em malha aberta e aquela adotada para monitoramento do comportamento do veículo, após a bateria de testes realizados em trajetórias planejadas, apresentaram resultados que apontam na utilização da IMU como elemento sensor para um controle em malha fechada. Os ruídos encontrados nas medições de aceleração e velocidade angular indicam, que apesar da IMU ser uma alternativa viável para o controle do veículo, há necessidade de um tratamento rigoroso destes sinais, através da síntese de filtros apropriados.

## 7 Bibliografia

AMROU AL-SHARIF, B. S. **Design and Development of a Scaled Test Laboratory for the Study of ABS and other Active Vehicle Systems**. Thesis Presented to the Faculty of the Graduate School of The University of Texas at Austin in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science in Engineering, ,2001, August.

BIANCHI, R. A. C.; COSTA. O Sistema de Visão computacional do rime FUTEPOLI de Futebol de Robôs. XIII Congresso Brasileiro de Automática. **Anais...** p.2156–2162. Florianópolis: UFSC SBA, 2000.

BRIOT, M.; TALOU, J.; BAUZIL, G. Le Systeme de Perception du Robot HILARE. 2eme Congress AFCET/IRIA. **Anais...** .

BROWN, M. Your Basic Servo Tutorial. . Retrieved June 21, 2012, from <http://www.hooked-on-rc-airplanes.com/servo-tutorial.html>, 2012.

BUEHLER, M.; IAGNEMMA, K.; SINGH, S. **The 2005 DARPA Grand Challenge - The Great Robot Race**. Cambridge: Springer-Verlag, 2007.

DIDEK, G.; JENKIN, M. **Computational Principles of Mobile Robotics**. London UK: The MIT Press, 2000.

EESC-USP (ED.). SENA - sistema Embarcado de Navegação Autônoma. . Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP). Retrieved June 12, 2010, from <http://www.eesc.usp.br/sena/url/pt/index.php>.

FRANCISCO, M. R. S.; SERENO, H. R. S.; SPERANZA NETO, M. ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE UMA CENTRAL INERCIAL APLICADA AO CONTROLE EMBARCADO DE VEÍCULOS AUTÔNOMOS. V Jornada Interna de Iniciação Científica e Tecnológica. **Anais...** , 2011a.

FRANCISCO, M. R. S.; SERENO, H. R. S.; SPERANZA NETO, M. Estudo do comportamento de uma central inercial aplicada ao controle embarcado de veículos autônomos. II Jornada Científica do Campus Volta Redonda. **Anais...** , 2011b.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. 1ª Edição ed. SAE International, 1992.

HALL, E. C. Journey to the Moon: The History of the Apollo Guidance Computer. **VA: American Institute of Aeronautics and Astronautics**, 1996.

JAZAR, R. N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**, 2008.

JUNG, C. R.; OSÓRIO, F. S.; KELBER, C. R.; HEINEN, F. J. Computação Embarcada: Projeto e Implementação de Veículos Autônomos Inteligentes. XXV Congresso da Sociedade Brasileira de Computação. **Anais...** . São Leopoldo - RS, 2005.

KYOSHO CORPORATION. KIOSHO | PRODUCT | INFERNO VE Race Spec ReadySet. . KYOSHO. Retrieved February 28, 2012, from [http://www.kyosho.com/eng/products/rc/detail.html?product\\_id=106868](http://www.kyosho.com/eng/products/rc/detail.html?product_id=106868), 2011, May 12.

LIBURDI, A. **Development of a Scale Vehicle Dynamics Test Bed**. Thesis Submitted to the Faculty of Graduate Studies through Mechanical, Automotive, and Materials Engineering in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Applied Science at the University of Windsor, University of Windsor, 2010.

MORAVEC, H. The Stanford CART and the CMU Rover. **Autonomous Robots Vehicles**, , n. Wilfong eds. Springer-Verlag, 1990.

MOURÃO, G. P. **Avaliação de Sistemas de Armazenamento de Dados Para Controle de Veículos Autônomos**. Trabalho de Conclusão de Curso, PUC-Rio, 2012.

NILSSON, N. J. A Mobile Automaton An Application of Artificial Intelligence Techniques. **Autonomous Mobile Robots Control, Planning and Architecture**, p. 233–239, 1969.

O'BRIEN, F. **The Apollo Guidance Computer: Architecture and Operation**, 1st Edition. Praxis, 2010.

OGAWA, K. Honda humanoid robots development. **Phil. Trans. R. Soc. A (265)**, p. 11–19, 2006.

D' OLIVEIRA, F. A. CTA e o Projeto VANT. 1º Seminário Internacional de VANT. **Anais...** , 2005.

D' OLIVEIRA, F. A. Tópicos de VANT de Interesse da Defesa. 7º Seminário de Ciência, Tecnologia e Inovação de Interesse da Defesa Nacional. **Anais...**, 2009.

PESSIN, G.; OSORIO, F. S.; MUSSE, S. Utilizando Redes Neurais Artificiais no Controle Robusto de Navegação de Robôs Móveis. 12º Congresso Regional de Informática e Telecomunicações (MT Digital). **Anais...**. Cuiabá - MT, 2008.

SABBAGH, V. B. **Desenvolvimento de um Sistema de Controle para um Veículo Autônomo**. Monografia relativa ao Projeto Final de Curso, apresentado ao Colegiado do Curso de Graduação em Engenharia de Controle e Automação da Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2009, November.

SERENO, H. R. S. Mini Curso de PLC e Sistemas Embarcados. . Mini Curso, Macaé, RJ. Retrieved from <http://secai.webnode.com/>, 2012, a 26 de Abril.

SERENO, H. R. S.; SHEREMETIEFF JR., A. Guia para elaboração de um plano de manutenção da confiabilidade metrológica de instrumentos de medição - Escolha dos instrumentos. V METROSUL - CONGRESSO LATINO AMERICANO DE METROLOGIA. **Anais...**. Curitiba - PR, 2007.

SONY CORPORATION. Especificações técnicas da Playstation 2. . Retrieved December 6, 2012, from <http://openmind.planetaclix.pt/playstation2.htm>.

SPARKFUN. OpenLog. **Sparkgun**. Retrieved October 4, 2011, from <http://www.sparkfun.com/products/9530>, 2009.

SPARKFUN. 9 Degrees of Freedom - Razor IMU - AHRS compatible. **Sparkfun**. Retrieved October 2, 2011, from <http://www.sparkfun.com/products/10736>, 2011.

SPARKFUN. FTDI Basic Breakout - 3.3V. **Sparkfun**. Retrieved August 28, 2012, from <https://www.sparkfun.com/products/9873?>, 2012.

STARR, G. J.; WERSINGER, J. M.; CHAPMAN, R. et al. Application of Embedded Systems in Low Earth Orbit for Measurement of Ionospheric Anomalies. **International Conf. on Embedded Systems and Applications**, p. 9 – 15, 2009.

TATO EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS. PenBS Tato. . Retrieved November 19, 2011, from [http://www.tato.ind.br/detalhe\\_produto.php?codigo\\_chave=63](http://www.tato.ind.br/detalhe_produto.php?codigo_chave=63), 2011.

W.G., W. An Imitation of Life. **Scientific American**, p. 42–45, 1950.

WEIBEL, D.; JULIO, J.; MUNOZ, J.; PREMERLANI, W. **AHRS for Sparkfun's 9DOF Razon IMU**. Retrieved November 2, 2011, from <http://code.google.com/p/sf9domahrs/source/list>.

WILLIAN F. MILLIKEN; DOUGLAS L. MILLIKEN. **Rance car vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1995.

## Anexo

### Conteúdo do CD ANEXO:

- Texto da dissertação;
- Artigo;
- Vídeos e fotos dos testes;
- Dados adquiridos (originais e convertidos) – planilha Excel;
- Folhas de Dados (*datasheets*) dos equipamentos empregados;