

INSTITUTO DE TECNOLOGIA PARA O DESENVOLVIMENTO

IGOR AUGUSTO ALVES BATISTA

ESTUDO DE APLICABILIDADE E VALIDAÇÃO DE UM SENSOR DE QUINTA  
RODA PARA MONITORAMENTO DA DINÂMICA VEICULAR EM CAMINHÕES  
ARTICULADOS

CURITIBA  
2021

IGOR AUGUSTO ALVES BATISTA

ESTUDO DE APLICABILIDADE E VALIDAÇÃO DE UM SENSOR DE QUINTA  
RODA PARA MONITORAMENTO DA DINÂMICA VEICULAR EM CAMINHÕES  
ARTICULADOS

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Desenvolvimento de Tecnologia, Área de Concentração Geração e Transferência de Tecnologia, do Instituto LACTEC, em parceria com o Instituto de Engenharia do Paraná, como parte das exigências para a obtenção do título de Mestre em Desenvolvimento de Tecnologia.

ORIENTADOR: RODRIGO J. RIELLA  
COORIENTADOR: JUAN C. H. GUTIÉRREZ

CURITIBA  
2021

CATALOGAÇÃO NA FONTE – SIBI/UFPR

---

B333e

Batista, Igor Augusto Alves

Estudo de aplicabilidade e validação de um sensor de quinta roda para monitoramento da dinâmica veicular em caminhões articulados [recurso eletrônico]/ Igor Augusto Alves Batista - Curitiba, 2021.

Dissertação apresentada ao curso Programa de Pós-Graduação em Desenvolvimento de Tecnologia, Área de Concentração Geração e Transferência de Tecnologia, do Instituto LACTEC, em parceria com o Instituto de Engenharia do Paraná, como parte das exigências para a obtenção do título de Mestre em Desenvolvimento de Tecnologia.

Orientador: Rodrigo J. Riella

Coorientador: Juan C. Horta Gutiérrez

1. Caminhões. 2. Trailer Swing. I. Riella, Rodrigo Jardim. II. Horta Gutiérrez, Juan Carlos. III. Título. IV. Universidade Federal do Paraná.

CDD 629.22409

---

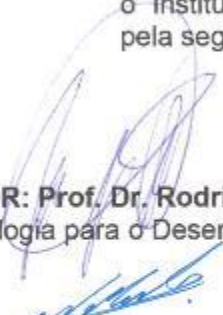
Bibliotecária: Vilma Machado CRB9/1563

## TERMO DE APROVAÇÃO

**IGOR AUGUSTO ALVES BATISTA**

### **ESTUDO DE APLICABILIDADE E VALIDAÇÃO DE UM SENSOR DE QUINTA RODA PARA MONITORAMENTO DA DINÂMICA VEICULAR EM CAMINHÕES ARTICULADOS**

Trabalho de conclusão de curso aprovado como requisito para obtenção do grau de Mestre, no Mestrado Profissional do Programa de Pós-graduação em Desenvolvimento de Tecnologia, realização do Instituto de Tecnologia para o Desenvolvimento (LACTEC) em parceria com o Instituto de Engenharia do Paraná (IEP), pela seguinte banca examinadora:



**ORIENTADOR: Prof. Dr. Rodrigo Jardim Riella**  
Instituto de Tecnologia para o Desenvolvimento (LACTEC)

**COORIENTADOR: Prof. Dr. Juan Carlos Horta Gutierrez**  
Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG)



**Prof. Dr. Carlos Gabriel Bianchin**  
Instituto de Tecnologia para o Desenvolvimento (LACTEC)



**Prof. Dr. Luiz Carlos Daemme**  
Instituto de Tecnologia para o Desenvolvimento (LACTEC)



**Prof.ª Dr.ª Silvia Faria Iombriller**  
Ford Motor Company / Instituto Mauá de Tecnologia

Curitiba, 24 de fevereiro de 2021.

*“Quando penso que cheguei no meu limite, descubro que tenho forças para ir além”  
Ayrton Senna*

*Dedico este trabalho  
aos meus queridos pais Ildeu e Fátima  
e ao meu irmão Henrique,  
por todo apoio e sempre acreditarem que este projeto se tornaria possível.*

## **AGRADECIMENTOS**

A Original Indústria, especialmente ao seu diretor e um grande amigo Norberto Tomio, que sempre apoiou e acreditou neste projeto, fazendo o que estava ao seu alcance para seguirmos em frente.

A uma grande mestra, minha primeira orientadora, a professora do Departamento de Transportes e Geotecnia da UFMG, Dra. Heloisa Maria Barbosa (*in memoriam*).

A cidade de Curitiba/PR e aos amigos que aqui fiz, que me acolheram desde a minha chegada.

Ao amigo e parceiro Valdir Signoretti da EHS Transportes, que sempre abriu as portas de sua empresa para realizarmos nossos testes.

Às empresas Transcouto, Cia. Verde, Transportes Guaíra e Transpedrosa pela cessão dos veículos para testes.

Ao professor Dr. Juan Horta Gutiérrez, além de coorientador deste trabalho, um grande amigo desde a minha graduação em Engenharia Mecânica na UFMG.

Aos membros da banca e principalmente a minha colega de ABNT, Dra. Silvia lombriller por todas as suas indagações e orientações, que semearam a qualidade técnica desta dissertação.

E ao meu orientador Prof. Dr. Rodrigo Jardim Riella, pelo seu auxílio e orientação na condução deste projeto disruptivo.

Meus sinceros agradecimentos.

## **RESUMO**

Existe hoje na indústria brasileira de veículos pesados uma busca por soluções para se atender a Resolução 641:2016 do Contran, que obrigará a aplicação de sistemas de controle de estabilidade e antitombamento em veículos de carga a partir de 2025. Mesmo que muito pertinente, a preocupação governamental em se reduzir o índice do principal tipo de acidente envolvendo carretas, existe ainda outro tipo de instabilidade que não será evitada, mesmo com a aplicação dos sistemas exigidos por esta resolução. A instabilidade do Efeito Chicote (o *Trailer Swing*) que ocorre em veículos articulados, além de ser de difícil detecção, é também em diversos casos, a causa inicial de um tombamento subsequente.

Este trabalho apresenta um estudo de viabilidade técnica, o desenvolvimento e a validação de um inovador sensor de quinta roda para as combinações veiculares de carga (CVC) que possuem articulação tipo pino rei/quinta roda. Este sensor visa detectar não apenas o ângulo, mas também as folgas presentes nesta articulação. A partir destes dados adquiridos, se tornará possível detectar tanto esta instabilidade do Efeito Chicote, como condições prévias ao tombamento de uma forma confiável, a partir de dados adquiridos apenas na articulação do veículo.

Inicialmente realizou-se uma pesquisa sobre instabilidades veiculares, a forma que estas ocorrem em configurações brasileiras de veículos articulados e a necessidade de se haver o sensoriamento da quinta roda. Também foi apresentado um estudo sobre a efetividade dos sistemas atuais de controle de estabilidade para a detecção e prevenção do Efeito Chicote. Após esta verificação, foram apresentadas propostas técnicas e delimitada as condições de contorno prévias para se desenvolver este sensor. Na sequência avaliou-se o grau inovativo destas propostas e desenvolvida uma destas tecnologias, a qual é baseada no conceito de um sensor de quinta roda e um disco magnético fixado ao pino rei. Por fim foram realizados testes em bancada fidedigna e também em veículos, nestas etapas foram constatados resultados satisfatórios para as condições de contorno inicialmente impostas. O sensor objeto de desenvolvimento deste trabalho apresentou a acuracidade dentro do esperado, o que o torna tecnicamente viável de uma futura aplicação na detecção das condições dinâmicas do semirreboque, a partir apenas do sensoriamento da quinta roda.

## **PALAVRAS CHAVE:**

Caminhões Articulados; Controle de Estabilidade; Efeito Chicote; Antitombamento; Trailer Swing; Quinta Roda; Inovação; Sensores Magnéticos.

## **ABSTRACT**

Nowadays, the heavy vehicle industry is looking for solutions to meet the Brazilian resolution 641:2016, which requires the application of stability control and antirollover systems in cargo vehicles from 2025. Even though the government's concern to reduce the main type of accident involving large trucks, there is still another type of instability that will not be avoided even with the application of the systems required on this resolution. The instability of the Trailer Swing that occurs in articulated vehicles, besides being difficult to detect, is also in several cases, the initial cause of a subsequent vehicle rollover.

This document presents a technical feasibility study, the development and validation of an innovative fifth wheel sensor for vehicle load combinations (LCVs) which have a King Pin/Fifth Wheel articulation type. This sensor aims to detect not only the angle but also the clearances present on this joint. From these data it will be possible to detect this Trailer Swing instability, as well as Rollover preconditions from data acquired only on the vehicle articulation.

Initially, is made a research about articulated vehicle instabilities and the how it can occur in Brazilian articulated vehicle configurations, and checked the necessity of sensing the fifth wheel. A study was also presented on the effectiveness of current stability control systems for the detection and prevention of the Trailer Swing Effect. After this verification, was made technical proposals and the previous boundary conditions to develop these sensors. On sequence, it was checked the innovative degree of this technology under development, based on the concept of a fifth wheel sensor and a magnetic disk attached to the king pin. Finally, tests were made on a reliable bench and also on vehicles, in these stages satisfactory results were found for the boundary conditions initially imposed. The sensor developed presented the expected accuracy, which has technical feasible for future applications to detect the dynamic conditions of the semi-trailer, based only on the sensing of the fifth wheel.

## **KEY WORDS:**

Large Trucks; Articulated Vehicles; Stability Control; Trailer Swing Effect; Antirollover; Anti-Jackknifing; Trailer Swing; Fifth Wheel; Innovation; Magnetic Sensors.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Acidentes causados pela falta de visibilidade lateral em conversões .....	18
Figura 2 - Visibilidade no retrovisor SEM(a) e COM(b) o RETROVISOR INTELIGENTE .....	18
Figura 3 - Quinta Roda(a) e Caminhão tipo Cavalo Mecânico(b).....	19
Figura 4 - Pino rei(a) e carreta tipo Semirreboque(b) .....	19
Figura 5 - Sensor de Quinta Roda e Disco Magnético de Pino Rei do Retrovisor Inteligente .....	19
Figura 6 - Acidente entre uma carreta e um ônibus causado por efeito chicote .....	21
Figura 7 - Sistemas de controle de estabilidade atualmente disponíveis para veículos articulados ....	22
Figura 8 - Convenção de coordenadas e movimentações no veículo .....	27
Figura 9 - Amplificação Traseira e seus valores típicos por tipo de veículo .....	28
Figura 10 - Ônibus biarticulado “chicoteia” devido à Amplificação Traseira .....	28
Figura 11 – Veículo em condição de tombamento eminente devido a posição do CG .....	29
Figura 12 – (A) Aceleração lateral nos veículos (B) Ângulo de rolagem do veículo.....	29
Figura 13 – SRT por tipos de veículos (em g) .....	30
Figura 14 – Manobra de slalom a 40km/h de uma carreta graneleira carregada .....	31
Figura 15 – Efeito Slosh e limiar de tombamento em carretas tanques .....	31
Figura 16 – % de acidentes com tombamento em relação ao SRT .....	32
Figura 17 – Influência de fatores para o valor do SRT Real.....	33
Figura 18 – Semirreboque rígido no limiar de tombamento(A) Em tombamento inevitável(B) .....	33
Figura 19 – Semirreboque não-rígido em condição de tombamento.....	34
Figura 20 – Semirreboque rígido (A) e não rígido (B) em uma curva.....	35
Figura 21 – Divisão de cargas para simulação do comportamento do chassi flexível .....	35
Figura 22 – Ângulo de rolagem – Comparativo chassi rígido e flexível.....	35
Figura 23 – Aceleração lateral em veículos rígido e flexível.....	36
Figura 24 – Influência da folga de quinta roda ( <i>5th-wheel lash</i> ).....	36
Figura 25 – Tombamento com influência da quinta roda – Etapa 1 e Etapa 2.....	37
Figura 26 – Validação da Etapa 2 de rolagem em Tilt Test.....	37
Figura 27 – Separação da quinta roda durante teste prático.....	38
Figura 28 – Tendência de “puxar” o pino rei em Z durante rolagem .....	38
Figura 29 – Veículo em tombamento inevitável – Etapa 3 .....	39
Figura 30 - Modos de instabilidade lateral em guinada de veículos articulados .....	39
Figura 31 – Força lateral no CG maior que a força de atrito lateral.....	40
Figura 32 – Veículo em Efeito Canivete em baixa velocidade.....	40
Figura 33 – Veículo em Efeito Chicote Unilateral em baixa velocidade .....	41
Figura 34 – Comportamento do veículo em Efeito Chicote .....	41
Figura 35 – Representação gráfica da oscilação bilateral do semirreboque .....	42
Figura 36 – Comportamento do ângulo da articulação em instabilidades de guinada .....	43
Figura 37 – Frenagem em curva – Efeito Canivete (A) e Efeito Chicote Unilateral (B).....	43
Figura 38 – Acidente por escorregamento lateral do semirreboque em pista escorregadia .....	44
Figura 39 – Ângulos esperados em Efeito Chicote de acordo com velocidade e acelerações .....	44
Figura 40 – Tempo de resposta de acionamento do freio pneumático.....	45
Figura 41 – Diferença entre os tempos de respostas dos acionamentos dos freios .....	46
Figura 42 – Pino rei novo(A) e com desgaste excessivo(B) .....	46
Figura 43 – Veículo tomba após instabilidade em guinada com chuva.....	47
Figura 44 – Acidentes ocorridos por instabilidades laterais nos EUA .....	49
Figura 45 – Causas dos acidentes por instabilidades laterais .....	50
Figura 46 – Esquema de funcionamento do ABS .....	52
Figura 47 – Esquema simplificado de componentes do EBS em semirreboques .....	53
Figura 48 – Diagrama de blocos funcionamento do TEBS .....	54
Figura 49 – Sensores de carga para suspensão mecânica.....	56
Figura 50 – Sistema ESC – Cavalo Mecânico e o <i>Yaw Sensor</i> (Sensor de guinada).....	57
Figura 51 – (A) Veículo em Efeito Canivete sem ESC (B) Veículo estável com ESC.....	57
Figura 52 – Atuação do ESC em guinada.....	58
Figura 53 – Sistema <i>Strech Brake</i> da Volvo .....	59
Figura 54 – Semirreboque tipo bitrem.....	64
Figura 55 – Semirreboque tipo rodotrem .....	64
Figura 56 – Comportamento de um bitrem carregado (A) – Rodotrem carregado (B).....	66
Figura 57 – Comportamento rodotrem 30 metros com apenas último semirreboque carregado .....	66
Figura 58 – Tombamento do segundo semirreboque de um rodotrem .....	67
Figura 59 – (A) 2º Pino rei arrancado e (B) Desatrelamento do segundo semirreboque .....	67
Figura 60 – Comportamento da taxa de mudança do ângulo de guinada em um rodotrem .....	67
Figura 61 – Efeito Chicote em biarticulados em pistas escorregadias .....	68

Figura 62 – CG flutuante da cegonha devido a posição da carga .....	69
Figura 63 – Cegonha com carga de veículos pesados na extremidade .....	69
Figura 64 – Pista (A) com afundamento e (B) empossamento antes da curva .....	70
Figura 65 – Velocidade de aquaplanagem pelo tipo do rodado e carga .....	70
Figura 66 – Pressão dos pneus com o solo de acordo com o tipo do rodado .....	71
Figura 67 – (A) Instabilidade em guinada do ônibus (B) Pneu deformado durante conversão .....	71
Figura 68 – Ângulo de guinada ( <i>slip</i> ) e ângulo de rolagem ( <i>roll</i> ) em Efeito Chicote .....	75
Figura 69 – Divergência entre o comportamento de composições veiculares .....	76
Figura 70 – Diagrama de blocos para controle de guinada do semirreboque .....	76
Figura 71 – Manobra “Quebra de Asa” (A) em tombamento e em guinada (B) .....	77
Figura 72 – Tecnologia embarcada em um caminhão articulado autônomo .....	78
Figura 73 – Veículo autônomo articulado da Volvo (Vera) .....	78
Figura 74 – Cálculo do ângulo esperado entre veículos .....	79
Figura 75 – Cálculo por diferença de velocidade de rodas .....	80
Figura 76 – Sensor angular por câmeras no cavalo mecânico .....	81
Figura 77 – Sensor Hall de Pino Rei .....	81
Figura 78 – Sensor de contato de pino rei .....	82
Figura 79 – Semirreboque com eixos direcionais .....	82
Figura 80 – Sensor angular de pino rei .....	83
Figura 81 – Sensores de medição por engrenagem sobre a quinta roda .....	83
Figura 82 – Sensores de medição por engrenagens helicoidais .....	84
Figura 83 – Sensor com acoplamento magnético .....	84
Figura 84 – Sensor com ímã permanente acoplável .....	85
Figura 85 – Sensor angular de proximidade .....	86
Figura 86 – Sensor por placa eletrônica ao redor do pino rei magnético .....	87
Figura 87 – Sensor com três graus de liberdade mecânica .....	87
Figura 88 – Arduino ATmega para confecção do protótipo .....	89
Figura 89 – Goniômetro Eletrônico .....	89
Figura 90 - Quinta roda fidedigna de bancada .....	89
Figura 91 - Pinos Reis de testes: Novo (A) e com desgaste excessivo (B) .....	90
Figura 92 - Impressora 3D para confecção das peças protótipo .....	90
Figura 93 – Local de aplicação da câmera para testes de folga .....	91
Figura 94 – Diagrama de blocos dos testes em bancada .....	91
Figura 95 – Caminhões do teste de folga da quinta roda (A) Primeiro (B) Segundo .....	92
Figura 96 – Folga entre Pino Rei e Quinta Roda detectada em testes .....	93
Figura 97 – Segundo teste de folga: Durante (A) Aceleração e (B) Frenagem .....	93
Figura 98 – Regulagem da Quinta Roda .....	94
Figura 99 – Posição relativa ímã – Sensor TVi1 .....	95
Figura 100 – Posição relativa ímã (A) condição normal (B) em folga – Sensor TVi1 .....	96
Figura 101 – Sensor tridimensional com disco magnético .....	98
Figura 102 – Sensor de Precisão com acoplamento por Eletroímã .....	98
Figura 103 – Propostas mecânicas iniciais para TVi2 (A) Off Axis (B) On Axis .....	100
Figura 104 – Desalinhamento do ímã com o sensor na configuração (B) .....	101
Figura 105 – Mapa de erro entre o ângulo vs. Desalinhamento do ímã nos eixos X e Y .....	101
Figura 106 – Escoamento de impurezas pelo furo da quinta roda durante engate .....	102
Figura 107 – Posição do ímã no pino rei para o TVi2 .....	102
Figura 108 – Exemplo de desalinhamento entre o Sensor e o ímã após montagem e engate .....	103
Figura 109 – Protótipo do Sensor e do Disco com indicações de montagem .....	103
Figura 110 – Painel para indicação do Ângulo de Zero pelo motorista .....	104
Figura 111 – Engate Alto semirreboque sem encostar na quinta roda após engate .....	105
Figura 112 – Fenômeno da Folga negativa .....	106
Figura 113 – Aferição da Translação em Z .....	107
Figura 114 – Aferição da Translação em X .....	107
Figura 115 – Aferição do ângulo de rotação com o sensor TVi2 .....	108
Figura 116 – Diagrama de Blocos do Sistema .....	108
Figura 117 – Aferição do ângulo de rotação com o sensor TVi2 .....	109
Figura 118 – Relação entre a leitura do campo magnético em X e o Ângulo de Rotação .....	109
Figura 119 – Calibração do transferidor da bancada com o goniômetro .....	111
Figura 120 – Relação entre a leitura do campo magnético em X e o Ângulo de Rotação .....	112
Figura 121 – Testes folga de Z (A) Espaçadores (B) Aplicados à bancada .....	113
Figura 122 – Veículos utilizados nos testes .....	116
Figura 123 – Trigonometria para cálculo do ângulo entre veículos (em cm) .....	117

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Vendas por modelo de caminhões tipo cavalo mecânico em 2020 .....	26
Tabela 2 - Coeficiente de rigidez torcional do semirreboque de acordo o implemento.....	34
Tabela 3 - Probabilidade de se ocorrer as instabilidades laterais .....	41
Tabela 4 - Tipos de acidentes envolvendo caminhões no Brasil.....	48
Tabela 5 – Efetividade das tecnologias RSC e ESC frente a acidentes já registrados.....	61
Tabela 6 – Redução do número de tombamentos/acotovelamentos nos EUA – 2008 a 2015.....	62
Tabela 7 - Dados de entrada e saída controlados pelos sistemas .....	62
Tabela 8 – Acidentes por eventos de guinada plausíveis de controle.....	63
Tabela 9 – Ganhos econômicos com o uso do bitrem e rodotrem .....	65
Tabela 10 – Amplificação Traseira e Amortecimento de Guinada em veículos por país. ....	65
Tabela 11 - Integração de caminhões articulados com tecnologias divergentes .....	72
Tabela 12 – Valores de folgas encontrados nos veículos dos testes.....	93
Tabela 13 – Valores de folgas encontrados nos veículos dos testes.....	99
Tabela 14 – Incertezas da bancada de teste .....	111
Tabela 15 – Primeiro Teste: Ângulo real vs. Aferido sem folgas – Sem folgas.....	112
Tabela 16 – Primeiro Teste: Ângulos aferidos acima de 40 graus .....	112
Tabela 17 – Segundo Teste: Folga no eixo Z.....	113
Tabela 18 – Terceiro Teste: Folga no eixo X.....	114
Tabela 19 – Testes em bancada fidedigna com folgas nos eixos X e Z.....	115
Tabela 20 – Valores de folgas encontrados nos veículos dos testes práticos .....	117
Tabela 21 – Validação em testes práticos .....	118

## LISTA DE SIGLAS E SÍMBOLOS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

ABS – *Anti-lock Braking System* (sistema de freio antitravamento)

ASR – *Anti Slip-Regulation* (Regulagem Antiescorregamento)

AM – Amostra

ANTT – Agência Nacional de Transportes Terrestres

ATAN – Arcotangente

Bx, By e Bz – Campo magnético nos eixos X, Y e Z respectivamente

CAN – *Controller Area Network* (Área de Controle Comunicada)

CG – Centro de Gravidade

CONTRAN – Conselho Nacional de Trânsito

CNT – Confederação Nacional do Transporte

CVC – Composição Veicular de Carga

ECU – *Electronic Control Unit* (Unidade Eletrônica de Controle)

EBS – *Electronic Brake System* (Sistema de Frenagem Eletrônica)

EKF – *Extended Kalman Filter* (Filtro de Kalman)

ESC – *Electronic Stability Control* (Controle Eletrônico de Estabilidade)

ESP – *Electronic Stability Program* (Programa Eletrônico de Estabilidade)

EUA – Estados Unidos da América

FENABRAVE – Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores

FDM – Deposição de Filamento Fundido

FMCSA – *Federal Motor Carrier Safety Administration* (Administração Federal de Segurança de Veículos Motorizados- EUA)

FMVSS – *Federal Motor Vehicle Safety Standards* (Padrões federais de segurança de veículos motorizados)

g – Aceleração da gravidade – 9,8 m/s<sup>2</sup>

$h$  – *Altura global do centro de gravidade global considerando o veículo carregado.*

HIL – *Hardware in the Loop*

IoT – *Internet of Things* (Internet das Coisas)

LOC – *Loss of Control* (Perda de Estabilidade em guinada)

LTCCS – *Large Truck Crash Causation Study* (Estudos sobre a causa de acidentes envolvendo caminhões de grande porte)

MEF – Método de Elementos Finitos

ML – *Machine Learning* (Aprendizado de Máquina)

NHTSA – *National Highway Traffic Safety Administration* (Administração Nacional de Segurança do Trânsito em Rodovias – EUA)

OECD - *Organization for Economic Co-operation and Development* (Organização para Cooperação e Desenvolvimento Econômico)

O&M – *Order & Manufacture* (Sistemas originais de fábrica)

P&D – Pesquisa e Desenvolvimento

PBTC – Peso Bruto Total Combinado

PRF – Polícia Rodoviária Federal

RSC – *Roll-Over Stability Control* (Controle de Estabilidade de Rolagem)

RSP – *Roll-Over Stability Program* (Programa de Estabilidade de Rolagem)

SRT – *Static Rollover Threshold* (Limiar de Tombamento Lateral Estático)

$t$  – Bitola (distância entre o centro dos pneus do mesmo eixo).

TEBS – *Trailer Electronic Brake System* (Sistema de Frenagem Eletrônica do Semirreboque)

TVi1 – Sensor de Quinta Roda Truck Vision Primeira Geração (utilizado no produto Retrovisor Inteligente)

TVi2 – Sensor de Quinta Roda de Segunda Geração (de precisão com Disco Magnético)

TVi3 – Sensor de Quinta Roda de Segunda Geração por eletroímã

$\mu$  – Coeficiente de atrito.

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>17</b>
<b>1.1</b>	<b>CONTEXTO</b>	<b>17</b>
1.1.1	A INOVAÇÃO DENTRO DA INDÚSTRIA AUTOMOTIVA	17
1.1.2	RETROVISOR INTELIGENTE E O SENSOR DE QUINTA RODA	18
1.1.3	A RESOLUÇÃO 641:2016 DO CONTRAN	20
<b>1.2</b>	<b>JUSTIFICATIVA</b>	<b>20</b>
<b>1.3</b>	<b>OBJETIVOS</b>	<b>23</b>
1.3.1	OBJETIVO GERAL	23
1.3.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	23
<b>1.4</b>	<b>ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO</b>	<b>24</b>
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>25</b>
<b>2.1</b>	<b>MERCADO DE CAMINHÕES ARTICULADOS</b>	<b>25</b>
<b>2.2</b>	<b>DEFINIÇÕES DE DINÂMICA VEICULAR</b>	<b>26</b>
2.2.1	SISTEMA DE COORDENADAS	26
2.2.2	AMPLIFICAÇÃO TRASEIRA	27
<b>2.3</b>	<b>INSTABILIDADE EM ROLAGEM (TOMBAMENTO)</b>	<b>29</b>
2.3.1	DEFINIÇÃO	29
2.3.2	LIMITE DE TOMBAMENTO LATERAL – SRT	30
2.3.3	INFLUÊNCIA DA RIGIDEZ DO CHASSI	33
2.3.4	INFLUÊNCIA DA QUINTA RODA	36
<b>2.4</b>	<b>INSTABILIDADES EM GUINADA (EFEITO CHICOTE E CANIVETE)</b>	<b>39</b>
2.4.1	DEFINIÇÃO	39
2.4.2	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO EFEITO CHICOTE	41
2.4.3	INFLUÊNCIA DO FREIO PNEUMÁTICO E DESGASTE DO PINO REI	45
<b>2.5</b>	<b>INSTABILIDADE COMBINADA: GUINADA SEGUIDA DE ROLAGEM</b>	<b>47</b>
<b>2.6</b>	<b>ACIDENTES POR INSTABILIDADES EM CAMINHÕES ARTICULADOS</b>	<b>48</b>
2.6.1	ÍNDICES – BRASIL	48
2.6.2	ÍNDICES DE ACIDENTES – ESTADOS UNIDOS DA AMÉRICA	49
<b>2.7</b>	<b>SISTEMAS ATUAIS PARA CONTROLE DE ESTABILIDADE</b>	<b>51</b>
2.7.1	SISTEMA ANTI-TRAVAMENTO (ABS) PARA VEÍCULOS ARTICULADOS	51
2.7.2	SISTEMA DE CONTROLE DE FRENAGEM E ANTIROLAGEM (EBS-RSC)	52
2.7.3	SISTEMA DE CONTROLE DE ESTABILIDADE DIRECIONAL (ESC)	56
<b>3</b>	<b>EFETIVIDADE DO SISTEMAS DE CONTROLE DE ESTABILIDADE E A NECESSIDADE DO SENSORIAMENTO DA QUINTA RODA</b>	<b>60</b>
<b>3.1</b>	<b>EFETIVIDADE NA PREVENÇÃO DE ACIDENTES E AO EFEITO CHICOTE</b>	<b>60</b>
3.1.1	EFETIVIDADE NA PREVENÇÃO DE ACIDENTES E AO EFEITO CHICOTE	60
3.1.2	EFETIVIDADE NA PREVENÇÃO DO EFEITO CHICOTE – TRAILER SWING	62
<b>3.2</b>	<b>EFETIVIDADE DO CONTROLE DE ESTABILIDADE NO CENÁRIO BRASIL</b>	<b>63</b>
3.2.1	EFETIVIDADE EM VEÍCULOS BRASILEIROS: BITRENS E RODOTRENS	63
3.2.2	EFETIVIDADE EM VEÍCULOS BRASILEIROS: CEGONHEIRAS	68
3.2.3	INFLUÊNCIAS DAS CONDIÇÕES DAS ESTRADAS E TIPO DE PNEUS	70
3.2.4	O CONTROLE DE ESTABILIDADE NA FROTA EM CIRCULAÇÃO	72
3.2.5	VALIDAÇÃO DOS SISTEMAS DE ESTABILIDADE NO BRASIL	74



<b>3.3</b>	<b>A NECESSIDADE DO SENSORIAMENTO DA QUINTA RODA .....</b>	<b>74</b>
3.3.1	PARA O CONTROLE DE ESTABILIDADE .....	75
3.3.2	PARA SISTEMAS DE RASTREAMENTO (TELEMÁTICA) .....	77
3.3.3	PARA SISTEMAS DE AUTOMAÇÃO EM ARTICULADOS .....	78
<b>3.4</b>	<b>SENSORES DE ARTICULAÇÃO EXISTENTES – ESTADO DA ARTE.....</b>	<b>79</b>
3.4.1	POR SENSORES FORA DA ARTICULAÇÃO .....	79
3.4.2	POR SENSORES DE PINO REI .....	81
3.4.3	SENSORES MECÂNICOS DE QUINTA RODA .....	83
3.4.4	SENSORES MAGNÉTICOS DE QUINTA RODA .....	84
<b>4</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>88</b>
<b>4.1</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>88</b>
<b>4.2</b>	<b>MATERIAIS.....</b>	<b>89</b>
<b>4.3</b>	<b>OPERACIONALIZAÇÃO DOS TESTES.....</b>	<b>91</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>92</b>
<b>5.1</b>	<b>AVALIAÇÃO DA EXISTÊNCIA DE FOLGAS.....</b>	<b>92</b>
<b>5.2</b>	<b>CARACTERÍSTICAS E LIMITAÇÕES DO SENSOR TVi1.....</b>	<b>94</b>
5.2.1	CARACTERÍSTICAS.....	94
5.2.2	LIMITAÇÕES TÉCNICAS.....	96
<b>5.3</b>	<b>PROPOSTAS TÉCNICAS DE SENSORIAMENTO .....</b>	<b>97</b>
5.3.1	CONDIÇÕES DE CONTOURNO PARA O SENSOR.....	97
5.3.2	SISTEMA DE PRECISÃO COM DISCO MAGNÉTICO (TVi2) .....	97
5.3.3	SISTEMA DE PRECISÃO POR ELETROÍMÃ (TVi3) .....	98
5.3.4	AVALIAÇÃO DO GRAU DE INOVAÇÃO DAS PROPOSTAS .....	99
<b>5.4</b>	<b>DEFINIÇÕES INICIAIS DO SENSOR TVi2.....</b>	<b>99</b>
5.4.1	DEFINIÇÕES MECÂNICAS .....	99
5.4.2	DEFINIÇÃO E POSIÇÃO DE ÍMÃ.....	102
<b>5.5</b>	<b>BASE TÉCNICA DE PARAMETRIZAÇÃO PARA O SENSOR TVi2.....</b>	<b>102</b>
5.5.1	MONTAGEM DOS DISPOSITIVOS E ÂNGULO DE ZERO .....	103
5.5.2	ENGATE ALTO E POSIÇÃO DE PINO REI BAIXO .....	104
5.5.3	QUIQUE DO PINO REI E FOLGA NEGATIVA .....	105
5.5.4	TRANSLAÇÕES E DE ROTAÇÃO DO PINO REI .....	107
5.5.5	CORREÇÃO DO ÂNGULO DEVIDO A FOLGA .....	108
<b>5.6</b>	<b>VALIDAÇÃO E CALIBRAÇÃO DO SENSOR EM BANCADA FIDEDIGNA .....</b>	<b>110</b>
5.6.1	CALIBRAÇÃO DA BANCADA .....	110
5.6.2	TESTE EM BANCADA SEM FOLGAS NOS EIXOS X e Z .....	111
5.6.3	TESTE EM BANCADA COM FOLGA NO EIXO Z .....	113
5.6.4	TESTE EM BANCADA COM FOLGA NO EIXO X.....	114
5.6.5	QUARTO TESTE EM BANCADA – COM FOLGAS SIMULTÂNEAS EM X e Z.....	115
5.6.6	DISCUSSÃO SOBRE OS RESULTADOS DE BANCADA .....	116
<b>5.7</b>	<b>VALIDAÇÃO DO SENSOR EM CAMINHÕES ARTICULADOS .....</b>	<b>116</b>
5.7.1	METODOLOGIA PARA CÁLCULO DO ÂNGULO REAL.....	117
5.7.2	RESULTADOS EM TESTES PRÁTICOS .....	118
5.7.3	DISCUSSÃO SOBRE OS RESULTADOS PRÁTICOS .....	118

<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>120</b>
6.1	SOBRE A TECNOLOGIA DE CONTROLE DE ESTABILIDADE NO BRASIL	120
6.2	SOBRE A NECESSIDADE DE SENSORIAMENTO DA ARTICULAÇÃO	120
6.3	SOBRE O ESTADO DA ARTE DE MONITORAMENTO DA QUINTA RODA	121
6.4	SOBRE AS PROPOSTAS TÉCNICAS DE SENSORIAMENTO	121
6.5	SOBRE O DESENVOLVIMENTO DO SENSOR E RESULTADOS OBTIDOS	122
6.6	PRÓXIMOS PASSOS E TRABALHOS FUTUROS	123
<b>7</b>	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>124</b>
<b>8</b>	<b>APÊNDICE</b>	<b>132</b>
8.1	APÊNDICE A – TRECHO DA RESOLUÇÃO 641:2016	132
8.2	APÊNDICE B – TRECHO DA RESOLUÇÃO 799:2020	133
8.3	APÊNDICE C – FREQUÊNCIA DE CAUSAS E FATORES PARA ACIDENTES	134
8.4	APÊNDICE D – AVALIAÇÃO DE INOVAÇÃO DAS PROPOSTAS TÉCNICAS	135



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTO

### 1.1.1 A INOVAÇÃO DENTRO DA INDÚSTRIA AUTOMOTIVA

Inovar é sem dúvida, quase uma palavra de ordem dentro das corporações, principalmente no setor automotivo onde a competitividade entre as empresas é altíssima. Em contrapartida, inovar não é algo simples, devido às incertezas econômicas, tecnológicas e comerciais de um projeto disruptivo. Tidd et Al. (2015) observou que mesmo sendo importante para as empresas, inovar é extremamente arriscado, visto ao vasto número de projetos e boas ideias, que por algum motivo falharam ou sequer saíram do papel devido às incertezas do processo de inovação. Não basta apenas ter um bom conceito de inovação, mas também sua aceitação pelo mercado e principalmente a quebra de paradigmas e questões culturais.

De acordo com um estudo de OECD (2004), o setor automobilístico é classificado como uma indústria de média-alta intensidade tecnológica, semelhante ao setor químico e farmacêutico. O debate sobre inovação dentro da indústria automotiva é frequente, porém, levando a questão da inovação para a indústria automotiva de veículos pesados de carga, a inovação é tratada de uma maneira um pouco mais conservadora. Basta uma pequena observação em nossas rodovias para perceber que não existe um grande número de modelos e marcas de caminhões, assim como há no mercado de veículos leves de passeio. Por se tratar de um veículo comercial, o caminhão é tratado como um bem funcional, de utilidade econômica e que normalmente o cliente possui dezenas ou até centenas de unidades idênticas de um mesmo veículo em sua frota. Uma simples modificação pode gerar transtornos no setor de manutenção da transportadora, como por exemplo, a não intercambialidade de peças entre o modelo mais novo e um mais antigo ou a necessidade de treinamentos das novas tecnologias aos seus operadores.

A indústria automotiva em geral, utiliza vários sistemas e componentes que fazem uso de um grande número de produtos e tecnologias avançadas, desenvolvidas através de intensas atividades de Pesquisa e Desenvolvimento (P&D). McAlinden et al. (2000) e Carvalho (2008) já estimavam que a parcela de eletrônica embarcada no custo corrente dos veículos automotores cresceria significativamente ao longo dos anos e que praticamente todas as funções dos veículos como a direção, controles de tração e estabilidade, seriam feitas eletronicamente.

Um ponto importante sobre o segmento de pesados é a atual estratégia de produtos com plataforma global, onde as decisões de modificações são direcionadas a sua matriz, que em sua maioria estão no continente europeu. Desta forma, pode se dizer que a inovação na indústria de pesados é feita de maneira mais conservadora, por necessitar de uma aprovação global e não apenas gerada de uma demanda local.

### 1.1.2 RETROVISOR INTELIGENTE E O SENSOR DE QUINTA RODA

Batista et. Al. (2015) apresentaram que há uma crescente preocupação com a segurança no transporte rodoviário, principalmente para veículos comerciais. Mesmo pequeno, um acidente sem danos aos ocupantes ou expressivos ao veículo, pode representar grandes prejuízos às empresas, devido principalmente a perda de produtividade por simplesmente o veículo estar parado em manutenção.

Neste cenário e contexto do mercado de veículos pesados, Truck Vision (2017) uma empresa *startup*, observou que mesmo com toda tecnologia embarcada, algumas situações corriqueiras e simples do dia a dia exigiam grande perícia do condutor e acabam se tornando condições inseguras. Uma delas é manobrar veículos articulados, onde por diversos momentos, o motorista perde completamente a visibilidade traseira da composição. Em determinadas situações, quando o cavalo mecânico não estiver alinhado com a carreta, este entra no campo de visão do espelho retrovisor lateral, obstruindo completamente a visibilidade do motorista da parte traseira da composição. Esta falta de visibilidade é causa de diversos acidentes, principalmente em conversões, como apresentado na Figura 1.



Figura 1 - Acidentes causados pela falta de visibilidade lateral em conversões  
Fonte: Truck Vision (2017)

Em busca de apresentar uma solução para esta falta de visibilidade em conversões, esta *startup* criou e desenvolveu o produto RETROVISOR INTELIGENTE: Um kit eletrônico que regula o retrovisor lateral automaticamente, para garantir visibilidade da traseira em situações de conversão e manobras conforme apresenta a Figura 2.

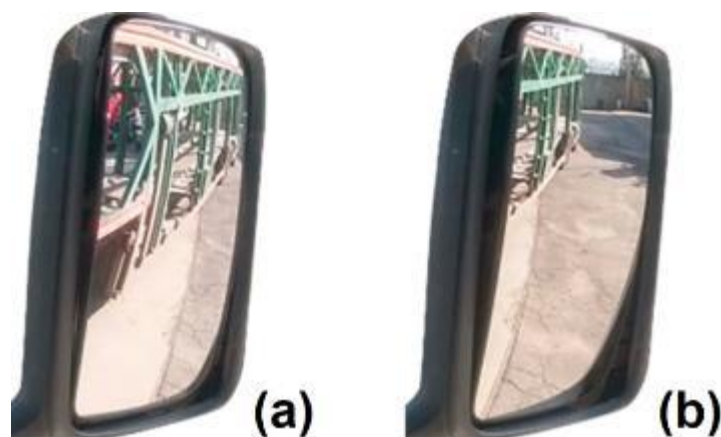


Figura 2 - Visibilidade no retrovisor SEM(a) e COM(b) o RETROVISOR INTELIGENTE  
Fonte: Truck Vision (2017)

Este ajuste automático do espelho é feito de acordo com o ângulo entre o caminhão e a carreta. Na maioria das aplicações, esta articulação é feita por uma peça denominada Quinta Roda, que é presente no veículo trator, o caminhão tipo cavalo mecânico, conforme apresentado na Figura 3.



Figura 3 - Quinta Roda(a) e Caminhão tipo Cavalo Mecânico(b).  
Fonte: Adaptado de Sudoeste Caminhões (2019)

O caminhão tipo cavalo mecânico apenas engata em carretas do tipo semirreboque. Os semirreboques possuem um pino, denominado Pino Rei, que ao engatar na quinta roda, gira livremente para permitir a movimentação do veículo em curvas. A Figura 4 abaixo apresenta o veículo semirreboque e o seu pino rei.



Figura 4 - Pino rei(a) e carreta tipo Semirreboque(b)  
Fonte: Adaptado de Jost (2018)

Para ajustar o retrovisor automaticamente, a *startup* desenvolveu um sensor para o monitorar o ângulo da articulação do veículo. Este sistema em questão, possui basicamente dois componentes: Um Disco Magnético, composto por um ímã afixado ao pino rei e um sensor magnético, posicionado na parte inferior da quinta roda apresentado na Figura 5.



Figura 5 - Sensor de Quinta Roda e Disco Magnético de Pino Rei do Retrovisor Inteligente  
Fonte: Truck Vision (2017)

Segundo Truck Vision (2017) este sistema funciona basicamente a partir da variação do campo magnético quando o Disco Magnético fixado ao pino rei, gira em relação ao sensor de quinta roda. Este conceito de um Disco Magnético de Pino Rei, apesar de simples é altamente inovador, patenteado por Batista et. Al. (2013-1).

Segundo Batista et al. (2015), a tecnologia com medição angular por sensor magnético justifica-se para esta aplicação por não sofrer interferências de graxa e outras impurezas e também por não haver necessidade de contatos mecânicos entre a parte de medição (Sensor Quinta Roda) e a parte de referência (Disco do Pino Rei). Desta forma, procedimentos de engate/desengate poderiam ocorrer normalmente. Todas as características técnicas referentes a este sistema, serão posteriormente apresentadas e melhor explicada na sessão 5.3.

### 1.1.3 A RESOLUÇÃO 641:2016 DO CONTRAN

Partindo agora para as exigências de segurança veicular legislativas, pode se dizer que existe hoje uma demanda para que sistemas de controles de frenagem e de controle da dinâmica veicular sejam cada vez mais eficientes e assertivos. Esta necessidade de sistemas de controle veicular é motivada por uma necessidade tecnológica de se atender a resolução 641:2016 CONTRAN, que exige o controle de estabilidade para todos os veículos, inclusive de carga. No Artigo 4, Parágrafo 2º desta resolução dispõe que veículos do tipo reboque e semirreboque devem possuir este controle de estabilidade com no mínimo a função de controle de rolagem (antitombamento), que é especificado da seguinte forma:

*“Controle de rolagem: (...) designa uma função no âmbito do controle de estabilidade do veículo a qual, dentro dos limites físicos do veículo, reage a uma situação de rolagem iminente a fim de estabilizar o veículo automotor ou veículo trator e rebocado ou veículo rebocado, em condições de manobras dinâmicas” (CONTRAN, 2016).*

A obrigatoriedade deste dispositivo é prevista para entrar em vigor a partir de 1 de janeiro de 2025 para 100% dos veículos produzidos no Brasil ou importados conforme resolução 799:2020 CONTRAN. Trechos das resoluções 641:2016 e 799:2020 podem ser encontradas nos Apêndices A e B respectivamente.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

Mesmo que muito pertinente a preocupação governamental em se buscar artifícios para reduzir o principal tipo de acidente envolvendo carretas (o tombamento), existe outro tipo de acidente que infelizmente, é muito frequente em nossas estradas e são em diversos casos, a principal causa primária de tombamentos: O Efeito Chicote (“L” do Semirreboque ou *Trailer Swing*).

Um exemplo deste acidente foi reportado por G1 (2019). Um grave acidente ocorreu em abril de 2019 na Serra de Santa Catarina, entre uma carreta cegonha vazia e um ônibus de passageiros, Figura 6.





Figura 6 - Acidente entre uma carreta e um ônibus causado por efeito chicote  
Fonte: G1 (2019)

Este acidente ocorreu durante uma curva fechada em declive com pista escorregadia, nesta ocasião o semirreboque da carreta deslizou lateralmente, vindo a colidir com um ônibus de passageiros que trafegava na pista contrária. Neste acidente quatro pessoas incluindo o motorista do ônibus vieram a óbito e dez ficaram feridas. Este movimento lateral involuntário do semirreboque, causado pela perda de aderência de seus pneus é também conhecido popularmente como “L” ou “fechar o L”, ou o dito Efeito Chicote (*Trailer Swing*).

A motivação e justificativa principal para o desenvolvimento deste trabalho é que mesmo com a resolução 641:2016 do Contran em vigor, este tipo de acidente não será evitado. Conforme será apresentado na sessão 2.4.2, sistemas de antitombamento que visam atender esta resolução, foram desenvolvidos com base no mercado europeu e serão de fato, incapazes de evitar este tipo de ocorrência.

Estes movimentos de guinada repentina do semirreboque são de difícil detecção e praticamente impossíveis de se detectar apenas com monitoramento da rolagem do veículo, principalmente em configurações brasileiras de semirreboques, conforme se demonstrará na sequência. Knorr Bremse (2020), um dos maiores fornecedores de sistemas de frenagem para caminhões, explicitou em um de seus manuais que veículos biarticulados (tipo de semirreboque altamente presente na frota brasileira), ainda são um desafio técnico para os sistemas de controle de estabilidade:

*“Desafio técnico: Ao contrário de um veículo articulado, a composição bi articulada, (...), possui, como o próprio nome sugere, duas articulações. Esse nível adicional de liberdade proporciona uma variedade de atuação de forças que devem ser consideradas no processamento do ESP.” (Knorr Bremse, 2020)*

De forma resumida, pode se dizer que atualmente é comercialmente disponível, tanto para o cavalo mecânico quanto para o semirreboque, sistemas que controlam a estabilidade durante as frenagens e também em movimentos de rolagem. Porém, para o controle do escorregamento lateral (controle direcional) apenas existem sistemas eficazes para o cavalo mecânico e ainda não há nenhuma solução se controlar esta instabilidade do semirreboque, conforme se ilustra na Figura 7.

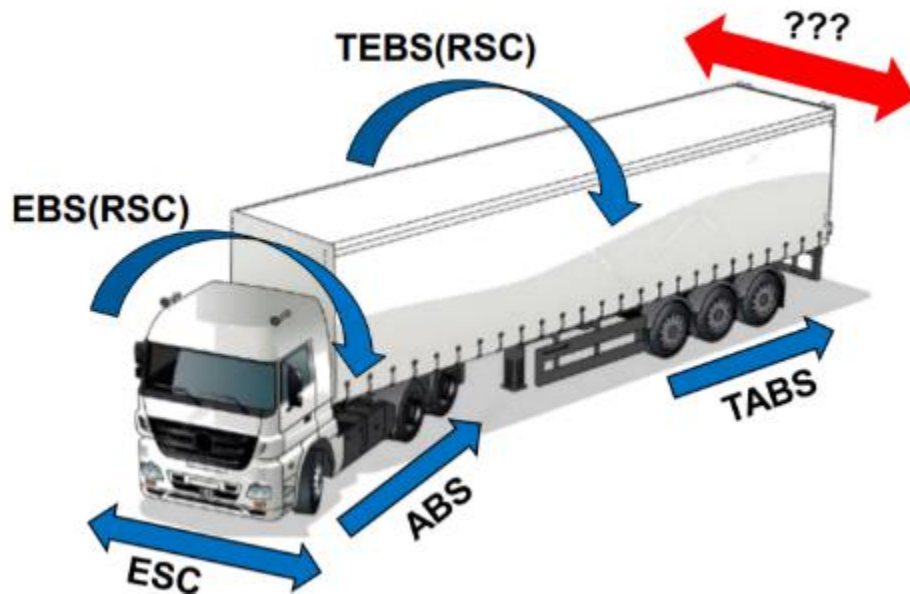


Figura 7 - Sistemas de controle de estabilidade atualmente disponíveis para veículos articulados  
 Fonte: Autor

Após a inserção no mercado do sensor de quinta roda, inicialmente desenvolvido para o produto do Retrovisor Inteligente, verificou-se a possibilidade de aplicar esta tecnologia/conceito também a sistemas de controle de estabilidade. O conceito de um sensor que mensura o ângulo na articulação a partir do cavalo mecânico mostrou-se de grande relevância, não apenas para a automatização dos espelhos, mas também para aplicação em sistemas de controle de estabilidade, principalmente na detecção e monitoramento dos eventos da instabilidade de Efeito Chicote.

Todavia, também é notório que há uma carência atual na indústria automotiva de pesados por uma solução eficiente e simples que mensure o ângulo da articulação, sem necessitar de dispositivos eletrônicos instalados no semirreboque. O desenvolvimento de um sistema que apresente precisão nesta aferição do ângulo da articulação e que seja de simples aplicação torna-se relevante, já que poderá alimentar os sistemas de controle de estabilidade com informações complementares aos previstos pela legislação e assim existir um controle integral da estabilidade do conjunto veicular de carga (CVC) onde também haverá um controle direcional do semirreboque. Para ser efetivo, este sistema ora desenvolvido deverá apresentar as seguintes características:

- Ser de fácil aplicação e estar presente integralmente, ou majoritariamente na quinta roda do veículo trator.
- Realizar o monitoramento dos movimentos do semirreboque a partir de dados coletados exclusivamente na articulação (quinta roda).
- Não apresentar interferências na operação atual do veículo.

## 1.3 OBJETIVOS

### 1.3.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho é realizar um estudo de aplicabilidade, avaliar a necessidade e desenvolver um inovador sensor de quinta roda para o monitoramento da dinâmica veicular do semirreboque em caminhões articulados.

### 1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para alcançar o objetivo geral, tópicos complementares devem ser abordados, que são listados a seguir:

- Realizar um levantamento bibliográfico sobre as instabilidades presentes em composições veiculares articuladas que utilizam articulação tipo pino rei/quinta roda.
- Realizar um levantamento bibliográfico e técnico sobre as tecnologias atualmente disponíveis para o controle de estabilidade destes veículos.
- A partir destes dados, realizar uma avaliação sobre a efetividade dos atuais sistemas de controle de estabilidade considerando a aplicação em veículos brasileiros.
- Averiguar a necessidade técnica de sensoriamento da quinta roda.
- Pesquisar o estado da arte de tecnologias para o monitoramento de movimentos na articulação tipo pino rei/quinta roda.
- Apresentar propostas técnicas para atender as necessidades de sensoriamento da quinta roda;
- Avaliar o grau de inovação das propostas técnicas frente ao atual estado da arte para este fim;
- Delimitar as condições de contorno e premissas iniciais para um sensor de quinta roda, com base na pesquisa bibliográfica;
- Desenvolver o sensor com base nas condições de contorno, funcionamento da quinta roda e também da operação do veículo;
- Validar o conceito proposto, através de testes experimentais em bancada fidedigna e em veículos.

## 1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho está estruturado em oito capítulos, conforme apresentado a seguir:

– Capítulo 1: Introdução – Contextualização sobre o tema da inovação na indústria automotiva de pesados e um breve histórico do surgimento do conceito do sensor de quinta roda por tecnologia magnética com base no produto do Retrovisor Inteligente. Apresenta também os objetivos do trabalho proposto geral e específicos, e também a organização desta dissertação.

– Capítulo 2: Fundamentação teórica – É apresentado a revisão teórica sobre a estabilidade lateral de veículos articulados, as características dinâmicas e dados sobre a ocorrência de eventos de instabilidade, relevantes para delimitação das condições de contorno do sensor. Apresenta-se também índices de acidentes envolvendo instabilidades laterais em veículos articulados.

– Capítulo 3: Efetividade dos Sistemas de Controle de Estabilidade e a Necessidade do Sensoriamento de Quinta Roda – Aborda uma revisão sobre o estado da técnica dos atuais sistemas de controle de estabilidade e uma análise da sua efetividade na esperada na prevenção de acidentes. Na sequência, apresenta-se as necessidades de haver sensoriamento da quinta roda, bem como o estado da arte para este fim.

– Capítulo 4: Materiais e Métodos: Apresenta a metodologia, materiais e dispositivos utilizados para a confecção do projeto.

– Capítulo 5: Resultados e Discussão: Apresenta os resultados da metodologia aplicada, as premissas técnicas para o sensor, condições de contorno e o desenvolvimento do conceito deste sistema. Por fim apresenta-se a validação do sensor, os resultados dos testes realizados em bancada fidedigna e também em veículos, além de uma discussão sobre sua precisão e confiabilidade.

– Capítulo 6: Conclusões – Apresenta-se por fim as conclusões sobre este trabalho e sugestões de trabalhos futuros.

– Capítulo 7: Referências Bibliográficas – Apresenta as referências utilizadas para elaboração deste trabalho.

– Capítulo 8: Apêndices.



## **2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

### **2.1 MERCADO DE CAMINHÕES ARTICULADOS**

O Brasil é um país rodoviário, com uma frota expressiva de veículos automotores. Desde os primórdios dos anos 50, a frota de veículos cresce quase que exponencialmente ao longo dos anos. Esta tendência justifica-se principalmente por políticas públicas de investimento maciço em rodovias ao longo dos anos em detrimento a outros modais, levando o escoamento de cargas a ser feito em sua grande parte sobre rodas. Segundo CNT (2018) o Brasil possui cerca de 1.7 milhões de quilômetros de rodovias contra apenas 30 mil quilômetros de ferrovias. Desta malha rodoviária cerca de 62% apresentam algum tipo de problema, como sinalização, geometria inadequada ou asfalto em más condições.

Segundo Fenabreve (2018) no ano de 2018, período de alta movimentação de cargas antes da pandemia causada pelo Corona Vírus, o mercado de caminhões registrava a marca de 46,8% de crescimento em 2018, puxado principalmente pelo seguimento de caminhões extrapesados (cavalos mecânicos), que apresentava um crescimento de 45,5% das vendas neste mesmo ano. O mercado de implementos rodoviários (semirreboques) apresentou números ainda mais expressivos com crescimento de 78,5% só em 2018.

Mesmo com números expressivos de venda de veículos pesados, a frota brasileira ainda é velha, com uma idade média crescente de 19,4 para 20,0 anos de fabricação entre os anos de 2017 e 2018. É fato que se espera que a vida útil de um veículo comercial seja maior que de um veículo de passeio, por diversos fatores práticos e financeiros. CNT (2018) também apresentou que a idade média de veículos de carga nas mãos de empresas era de 9,6 anos, contra 17,1 anos quando de propriedade de motoristas autônomos. Estes dados evidenciam um claro comportamento do mercado, onde o veículo novo é normalmente adquirido por empresas e na sequência, ao se tornar tecnologicamente ultrapassado ou obsoleto, é normalmente repassado ao caminhoneiro autônomo (dono do seu próprio caminhão) por um preço mais convidativo.

Outro comportamento deste mercado que se deve ressaltar é o tipo de veículo normalmente adquirido zero. Em uma comparação rápida com o mercado de veículos leves, os modelos que apresentam maior volume de vendas são normalmente os modelos considerados “de entrada” que são mais simples e conseqüentemente mais baratos. Já no mercado de pesados, este comportamento não é notado e apresenta basicamente um comportamento inverso. Segundo um levantamento da Fenabreve (2020) no primeiro semestre de 2020, todos os 6 primeiros colocados em vendas no segmento de pesados foram de veículos considerados como segmento “Premium” das montadoras (Tabela 1).

Segundo Tabela Fipe, em 2020, os valores dos veículos superavam facilmente a cifra de mais de meio milhão de reais, como por exemplo o 1º Lugar em vendas, o Volvo FH 540 que pode custar de R\$500.000,00 à R\$619.000,00.

**Tabela 1 - Vendas por modelo de caminhões tipo cavalo mecânico em 2020**

	Modelo	2020 Mai	2020 Jun		2020 Acumulado	Part.
1º	VOLVO/FH 540	370	614	▲	2.655	14,19%
2º	VOLVO/FH 460	199	327	▲	1.784	9,54%
3º	DAF/XF105	195	432	▲	1.628	8,70%
4º	SCANIA/R450	195	403	▲	1.378	7,37%
5º	M.BENZ/ACTROS 2651	144	305	▲	1.126	6,02%
6º	SCANIA/R500	142	210	▲	851	4,55%
7º	M.BENZ/AXOR 3344	43	123	▲	819	4,38%
8º	M.BENZ/AXOR 2544	59	184	▲	620	3,31%
9º	M.BENZ/ACTROS 2546	64	180	▲	616	3,29%
10º	MAN/TGX 28.440	118	195	▲	573	3,06%
	<b>Total</b>	<b>2.274</b>	<b>4.533</b>	<b>▲</b>	<b>18.710</b>	<b>100%</b>

Fonte: Adaptado de Fenabrave (2020)

Este comportamento do mercado de veículos pesados, divergente da lógica do mercado de veículos leves é explicável pelo fato da aquisição de veículos novos ser em sua grande maioria, feita por empresas transportadoras. Por este tipo de veículo ser um bem funcional com fins econômicos, a compra de um veículo mais caro, com maior aporte tecnológico e de potência, mesmo que em um primeiro momento possa parecer ser oneroso, em um cenário de longo prazo é justificável pelos ganhos em produtividade e por melhores índices de segurança que estes apresentarão, em comparação com os veículos mais simples e “de entrada” deste mercado.

## 2.2 DEFINIÇÕES DE DINÂMICA VEICULAR

É relevante a compreensão da dinâmica da estabilidade lateral em veículos articulados. O entendimento de fenômenos que causam instabilidades é de suma importância para se determinar as condições de contorno do sensor objeto deste trabalho. Portanto, faz-se necessário o conhecimento de algumas definições iniciais referentes a dinâmica veicular de veículos articulados.

Deve-se salientar que os conceitos de dinâmica veicular e a caracterização das condições de instabilidades que ocorrem em veículos articulados são derivados de estudos clássicos altamente conceituados nesta área, que em sua maioria, são publicações de longa data. Todavia estas publicações ora apresentadas são base de conceito para todo e qualquer estudo e desenvolvimento nesta área.

### 2.2.1 SISTEMA DE COORDENADAS

Para melhor entendimento e compreensão deste trabalho, faz-se necessária a convenção de direção e sentido dos eixos de coordenadas e os respectivos movimentos dinâmicos em cada eixo. Para este estudo será adotado o padrão conforme a norma ABNT NBR ISO 4130:2007 apresentado na Figura 8:

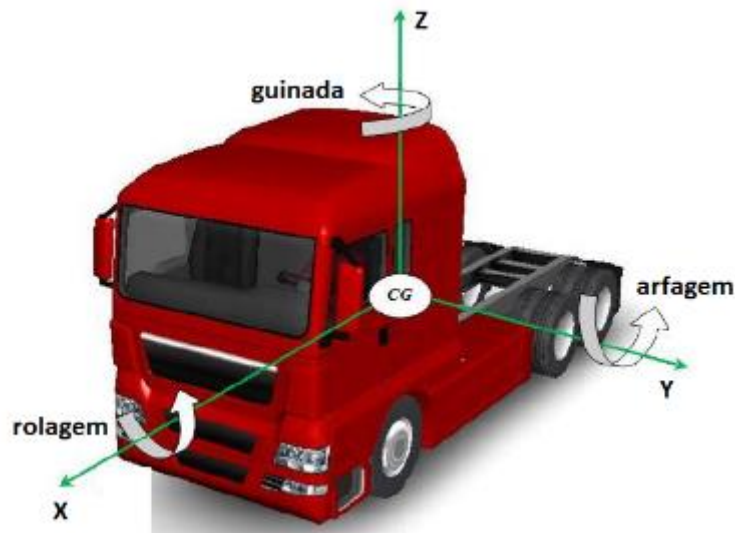


Figura 8 - Convenção de coordenadas e movimentações no veículo  
 Fonte: Boaretto (2012)

- Movimentação na direção X (longitudinal): Positivo no sentido de marcha;
- Movimentação na direção Y (transversal): Positivo para o lado motorista;
- Movimentação na direção Z (vertical): Positivo para cima.
- Rotação em torno do eixo X: Movimento de ROLAGEM;
- Rotação em torno do eixo Y: Movimento de ARFAGEM;
- Rotação em torno do eixo Z: Movimento de GUINADA.

### 2.2.2 AMPLIFICAÇÃO TRASEIRA

Ervin (1984) apresentou o conceito da “Amplificação Traseira”, que mede um fenômeno que afeta diretamente a estabilidade de veículos articulados. Segundo o autor, este fenômeno ocorre normalmente em curvas, mudanças repentinas de faixas ou em manobras evasivas. A Amplificação Traseira é expressa em um valor numérico que mede o aumento da aceleração lateral nas unidades veiculares rebocadas em relação a unidade tratora. Por consequência deste aumento da aceleração lateral, as unidades rebocadas são normalmente submetidas a deslocamentos laterais e a momentos de rolagem maiores que o veículo trator.

Segundo Ervin (1984), os principais fatores que contribuem para o aumento da amplificação traseira são: a velocidade do veículo, a taxa de mudança do ângulo de esterçamento do volante, o maior número de unidades veiculares, o comprimento reduzido das unidades rebocadas e a maior alocação de carga nas unidades posteriores ou próxima dos eixos traseiros dos veículos rebocados. A Figura 9 apresenta graficamente o fenômeno da Amplificação Traseira e os valores típicos encontrados em alguns veículos articulados:

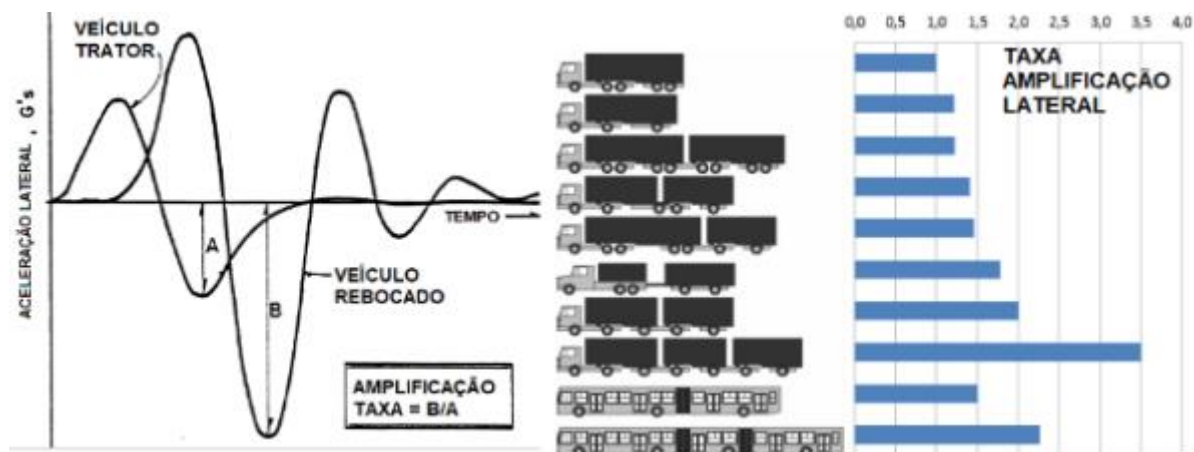


Figura 9 - Amplificação Traseira e seus valores típicos por tipo de veículo  
 Fonte: Adaptado de Ervin (1984)

Uma das piores condições observadas na Figura 9 é a de um ônibus biarticulado. Esta configuração, muito comum na cidade de Curitiba/PR, é um exemplo de como a Amplificação Traseira pode levar o veículo a entrar em Efeito Chicote, mesmo em condição de pista seca. Massa News (2016) registrou este fenômeno durante uma manobra evasiva de um ônibus biarticulado, apresentado na Figura 10.



Figura 10 - Ônibus biarticulado “chicoteia” devido à Amplificação Traseira  
 Fonte: Adaptado de Massa News (2016)

Quando há Amplificação Traseira em um veículo articulado, existem três condições de instabilidade possíveis de ocorrer: Tombamento Puro (perda da estabilidade em rolagem); Efeito Chicote Puro (perda da estabilidade em guinada); ou Evento Combinado (perda da estabilidade em guinada seguida de rolagem).

Para que seja definido qual tipo de instabilidade ocorrerá, um combinado de fatores relacionados ao veículo e ao ambiente precisam ser satisfeitos. Os dois principais fatores que influenciam esta definição são o coeficiente de atrito entre os pneus e o pavimento e a posição do centro de gravidade (CG) do veículo.

## 2.3 INSTABILIDADE EM ROLAGEM (TOMBAMENTO)

### 2.3.1 DEFINIÇÃO

O acidente causado pela rolagem do semirreboque, popularmente conhecido como “tombamento”, ocorre normalmente quando a partir de uma aceleração lateral (causado pela Amplificação Traseira, deslocamento de carga, ou vento lateral), gera uma força no CG que faz o veículo rotacionar sobre um ponto central de contato do pneu com o solo do lado externo à curva, conforme Figura 11.

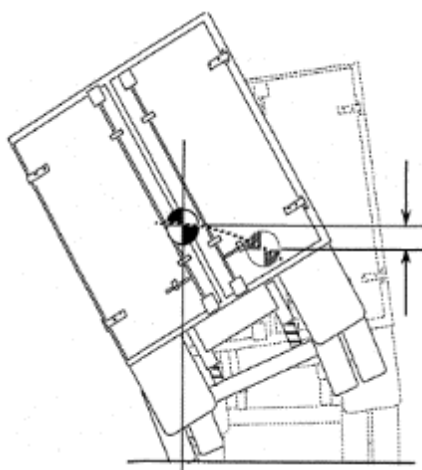


Figura 11 – Veículo em condição de tombamento eminente devido a posição do CG  
Fonte: Winkler & Ervin (1999)

Segundo Winkler & Ervin (1999), uma condição limiar de tombamento iminente é quando a rolagem não pode mais ser evitada e o veículo tombará na sequência. Este limite é quando a posição horizontal do CG transpassa esta posição horizontal do ponto de apoio do pneu com o solo. Um estudo realizado por Milani et. Al. (2018), apresentou o comportamento da aceleração do semirreboque e do cavalo mecânico durante uma manobra evasiva em pista seca, representados respectivamente por uma linha vermelha e azul nos gráficos da Figura 12. Neste estudo, nota-se que devido à Amplificação Traseira do semirreboque, gerou-se uma tendência ao tombamento, devido ao ângulo de rolagem do semirreboque significativamente maior que ao apresentado pelo cavalo mecânico.

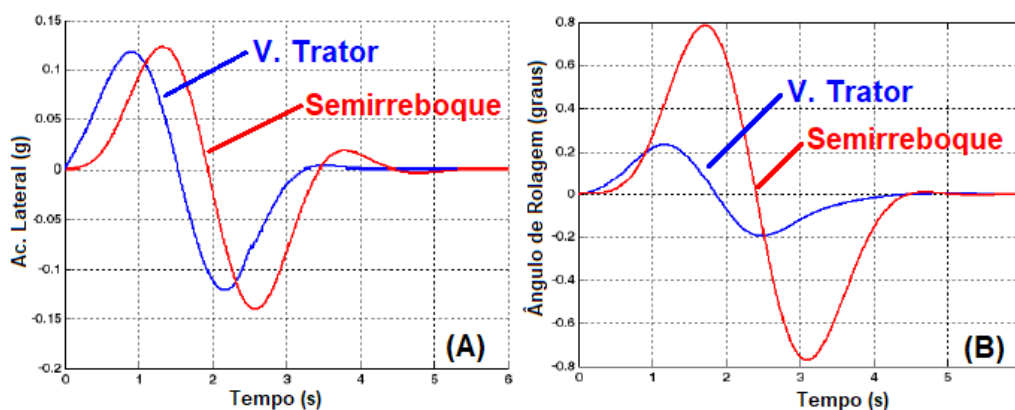


Figura 12 – (A) Aceleração lateral nos veículos (B) Ângulo de rolagem do veículo  
Fonte: Milani Et. Al (2018)



### 2.3.2 LIMITE DE TOMBAMENTO LATERAL – SRT

Mueller et Al. (1999) apontou uma medida para se definir a condição de limiar ao tombamento iminente, esta medida está diretamente ligada as condições de utilização do veículo (como a alocação de carga) e também aos parâmetros técnicos da construção e projeto: Esta medida é conhecida como Limite de Tombamento Lateral Estático ou SRT (*Static Rollover Threshold*). Segundo Gilliespie (1992), o SRT possui a seguinte fórmula matemática:

$$SRT_{geom} = \frac{t}{2h}$$

Onde:

t – Bitola (distância entre o centro dos pneus do mesmo eixo).

h – Altura global do centro de gravidade global considerando o veículo carregado.

Este valor apresenta numericamente qual a aceleração lateral limite em g (unidades da aceleração da gravidade) para que o veículo atinja a condição de tombamento eminente. Para caminhões em geral, os valores em que o veículo seria considerado como bom ou ruim no quesito de estabilidade ao rolamento são:

- SRT acima de 0,35 g: Bom;
- SRT entre 0,30 e 0,35 g: Marginal;
- SRT abaixo de 0,3 g: Ruim.

Gilliespie (1992) ponderou que na maioria dos casos, o valor do SRT Geométrico encontrado em veículos de carga carregados será entre 0,4 e 0,6g. Como base de comparação, automóveis de passeio possuem SRT normalmente entre de 1,0 e 1,5 g, enquanto carros de corrida em torno de 5,0 g. Os valores de SRT para diversos veículos são apresentados na Figura 13.

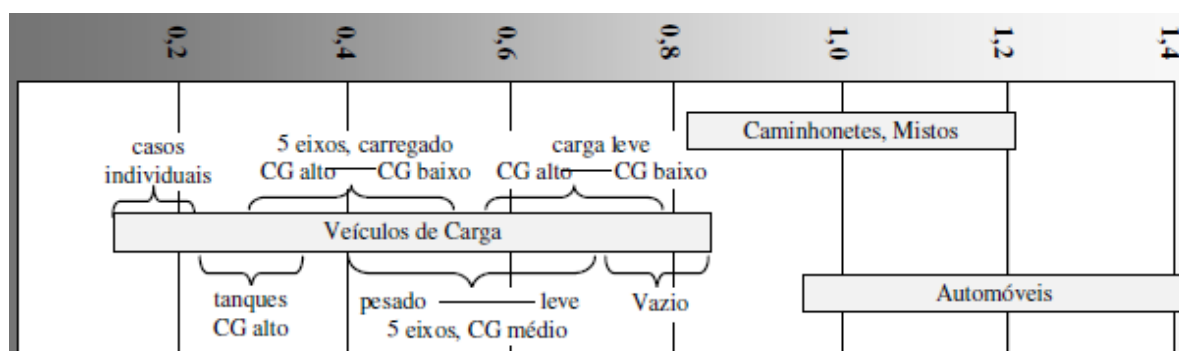


Figura 13 – SRT por tipos de veículos (em g)

Fonte: EJZENBERG (2009)

Para validar este valor do SRT, Boaretto (2012) realizou um teste prático de *slalom* com um caminhão graneleiro carregado. Neste experimento prático, verificou-se que em uma velocidade de 40 km/h o veículo levantou as rodas do semirreboque do solo. Nesta velocidade a aceleração lateral medida no semirreboque foi de 0,43 g, validando os valores (entre 0,4 a 0,6 g) apresentado por Gilliespie (1992).

A Figura 14 apresenta o caminhão durante esta manobra. Nota-se que houve um pequeno levantamento do para-lama do eixo trativo do caminhão, enquanto há um levantamento significativo na parte traseira do semirreboque, evidenciando a tendência do semirreboque ao tombamento durante esta manobra.



Figura 14 – Manobra de slalom a 40km/h de uma carreta graneleira carregada  
Fonte: Boaretto (2012)

Winkler & Ervin (1999) apontam que os casos mais extremos são semirreboques que realizam o transporte de líquidos. Estes veículos podem apresentar um valor de SRT muito baixo, de até 0,26 g. Esta peculiaridade é decorrente ao fenômeno chamado *Slosh*, que é causada basicamente pela movimentação do líquido dentro do tanque em conversões. Este fenômeno ocorre quando o veículo está com a carga líquida entre 80% e 20% de sua capacidade nominal, provocando ondas dentro do compartimento. Por consequência, reduz-se drasticamente o limiar de tombamento para valores muito baixos, conforme apresentado por Guia TRC (2018) na Figura 15.

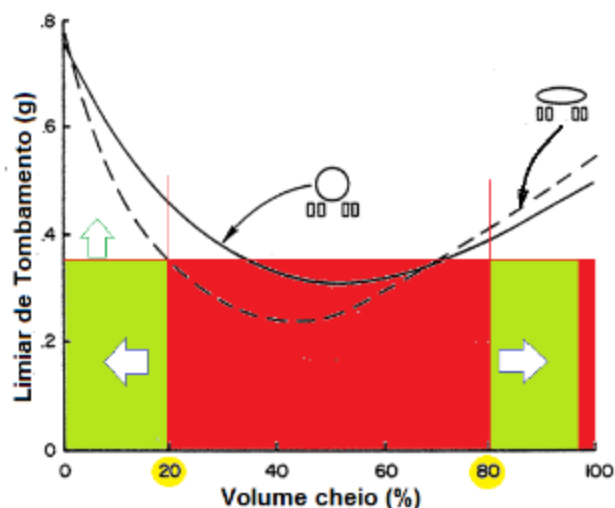


Figura 15 – Efeito Slosh e limiar de tombamento em carretas tanques  
Fonte: Guia do TRC (2018)

Ejzenberg (2009) em referência a Winkler & Ervin (1999) apresentou na Figura 16, que veículos com CG alto e carregados apresentam o SRT mais baixo e estão mais propensos a se envolverem em acidentes por tombamento puro. Mueller (1999) demonstrou que na Austrália, 15% de todos os veículos da frota possuem SRT < 0,3 apresentaram índices de tombamento três vezes maior do que os 85% restantes.

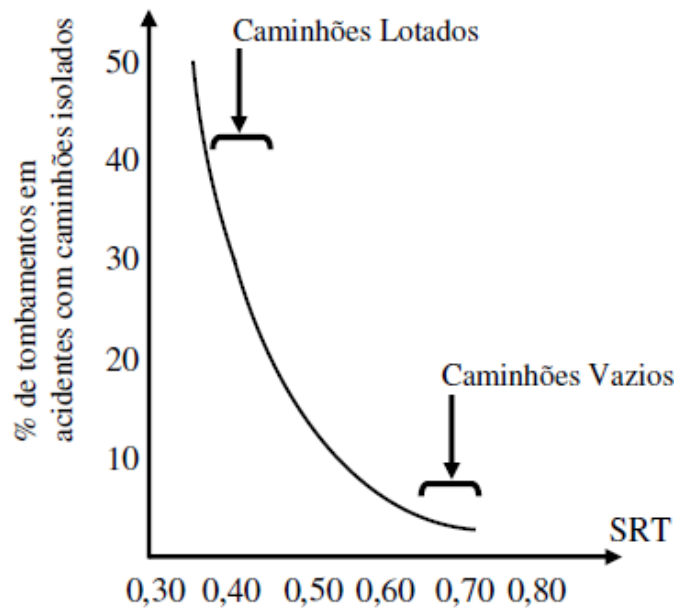


Figura 16 – % de acidentes com tombamento em relação ao SRT  
 Fonte: Ejzenberg (2009)

Como dito, este valor calculado trata-se do SRT Geométrico que faz referência a um valor teórico de limiar ao tombamento. Ejzenberg (2009) e Winkler & Ervin (1999) afirmam que além de teórico é, na maioria dos casos, superestimado já que outras características do veículo influenciam diretamente neste valor e não são consideradas no cálculo primário do SRT, como:

- Acondicionamento e excentricidade do posicionamento da carga;
- A flexibilidade dos pneus;
- Folgas na suspensão e na quinta roda;
- Rigidez à torção da estrutura do semirreboque;
- Rigidez e tipo da suspensão (por feixe de molas ou pneumática),
- Posicionamento do CG da carga, dentre outros fatores.

Estes fatores contribuem para reduzir o valor do SRT geométrico (teórico) até um valor do SRT Real. Conforme apresentado na Figura 17 de exemplo, em um veículo com SRT Geométrico de 0,46 g, o SRT Real pode chegar a ser até 60% menor que o inicialmente valor calculado devido aos fatores indicados acima.

Dos fatores indicados na Figura 17 que estão diretamente relacionados ao valor real do SRT, a influência da rigidez a torção do chassi e a folga da quinta roda são relevantes e também influenciarão diretamente na funcionalidade do sensor de quinta roda ora desenvolvido, e por este motivo são apresentadas na sequência, suas características destas duas influências ao valor do SRT.



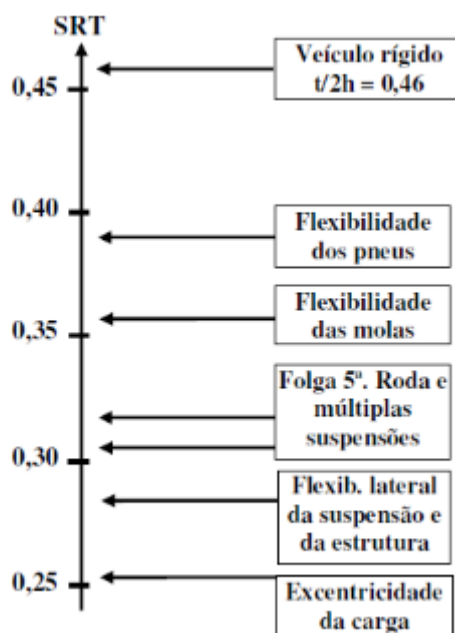


Figura 17 – Influência de fatores para o valor do SRT Real  
 Fonte: Ejzenberg (2009)

### 2.3.3 INFLUÊNCIA DA RIGIDEZ DO CHASSI

A rigidez de torção do chassi do semirreboque é uma característica importante para a compreensão do comportamento do veículo durante o tombamento. Em alguns estudos, considera-se o chassi do semirreboque como rígido, o que é condizente quando o semirreboque apresenta um comportamento torcional desprezível. Veículos com carroceria fechada (baú, frigorífico, tanques, etc) apresentam esta alta rigidez a torção e por este motivo poderão ser considerados como veículos rígidos, característica possível de se identificar na Figura 18 abaixo.



Figura 18 – Semirreboque rígido no limiar de tombamento(A) Em tombamento inevitável(B)  
 Fonte: Adaptado de Truck Vision (2019)

Nos casos acima, nota-se que em ambos os casos os semirreboques tenderam a puxar e fazer a quinta roda acompanhar o movimento de rotação, torcendo o chassi do cavalo mecânico em uma condição próxima ao limiar de tombamento. Este movimento é verificado pelo levantamento expressivo do para-lama dos eixos trativos do cavalo mecânico abaixo da quinta roda.

Já veículos de carroceria aberta como graneleiros, carga seca, pranchas e sider, tenderão a apresentar um comportamento torcional mais evidente devido a sua menor rigidez estrutural mecânica. Este comportamento está diretamente relacionado não apenas com a construção estrutural do chassi, mas também com seu comprimento total e a posição de acondicionamento da carga. Em um caso extremo como da Figura 19, nota-se que em um momento inicial já há torção da extremidade do semirreboque sem tendência de rotação da quinta roda, apenas em um momento muito próximo do tombamento total onde o acidente é inevitável.



Figura 19 – Semirreboque não-rígido em condição de tombamento  
 Fonte: Adaptado de Vicroads (2012)

Este comportamento deve-se ao menor coeficiente de rigidez a torção de veículos com carroceria aberta em relação aos veículos de carroceria fechada. Um estudo do NHTSA, por Barickman et. al. (2011) apresentaram estes coeficientes de acordo como o tipo do implemento, Tabela 2:

**Tabela 2 - Coeficiente de rigidez torcional do semirreboque de acordo o implemento**

TIPO	COEFICIENTE DE RIGIDEZ
BAÚ/FRIGORÍFICO	16.270 ft-lb/deg
TANQUE	12.031 ft-lb/deg
CARGA SECA/PRANCHA/ CAR. ABERTA	1,917 ft-lb/deg

Fonte: Adaptado de Barickman et. al. (2011)

Boaretto (2012) também realizou a verificação da rigidez torcional do semirreboque graneleiro utilizado em seus testes (Figura 14). Através do método de elementos finitos (MEF) encontrou o valor de 1650 Nm/grau ou 1260 ft-lb/deg, similar ao encontrado por Barickman et. al. (2011) para estes veículos com carroceria aberta.

Nota-se que veículos com carroceria fechada possuem um coeficiente de rigidez normalmente dez vezes maior que veículos de carroceria aberta como pranchas, cargas secas e sider. Nestes semirreboques de carroceria aberta, Vargas (2011) demonstrou por simulação computacional a existência deste comportamento torcional consideravelmente significativo durante o processo de tombamento. Nestes casos, o semirreboque não pode ser considerado rígido já que o chassi tenderá a entrar em rotação inicialmente na sua extremidade traseira, podendo retirar as rodas do solo antes de rotacionar a parte dianteira engatada na quinta roda, Figura 20.

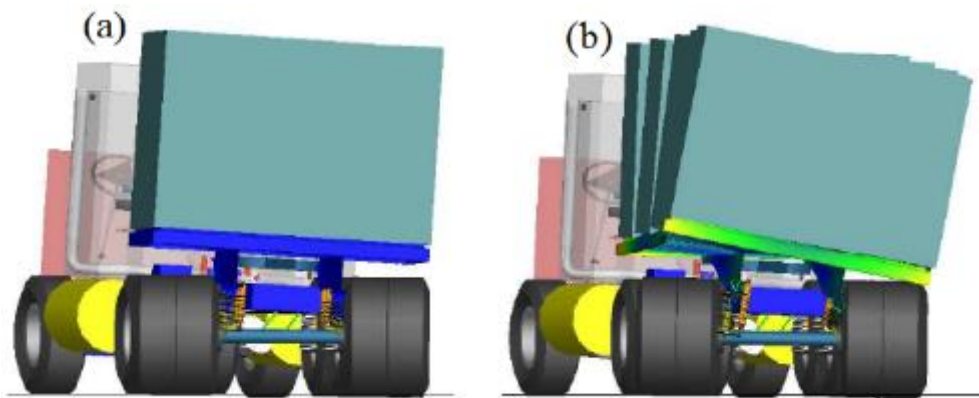


Figura 20 – Semirreboque rígido (A) e não rígido (B) em uma curva  
 Fonte: Vargas (2011)

Vargas (2011) também apresentou um estudo com um semirreboque graneleiro, onde o autor dividiu o carregamento em cinco pacotes com cargas iguais (Figura 21) e verificou o comportamento do ângulo de rolagem em parte durante manobra de mudança de faixa repentina. Estes valores foram comparados também com a condição de veículo rígido. Os resultados são apresentados nas Figuras 22 e 23.

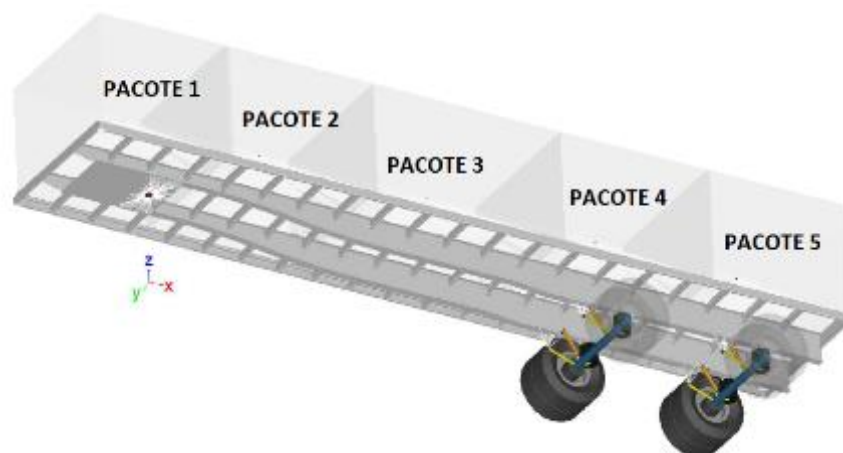


Figura 21 – Divisão de cargas para simulação do comportamento do chassi flexível  
 Fonte: Vargas (2011)

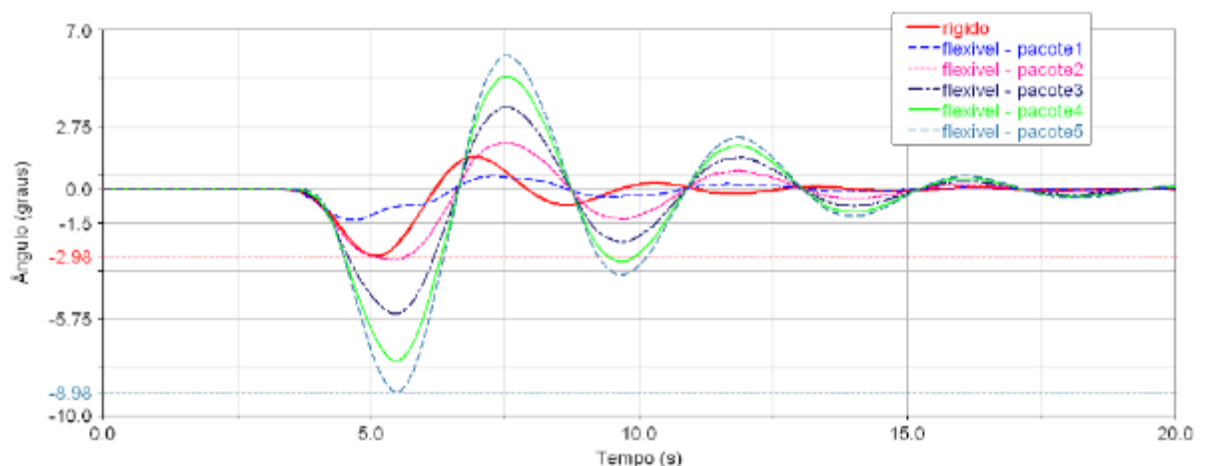


Figura 22 – Ângulo de rolagem – Comparativo chassi rígido e flexível  
 Fonte: Vargas (2011)

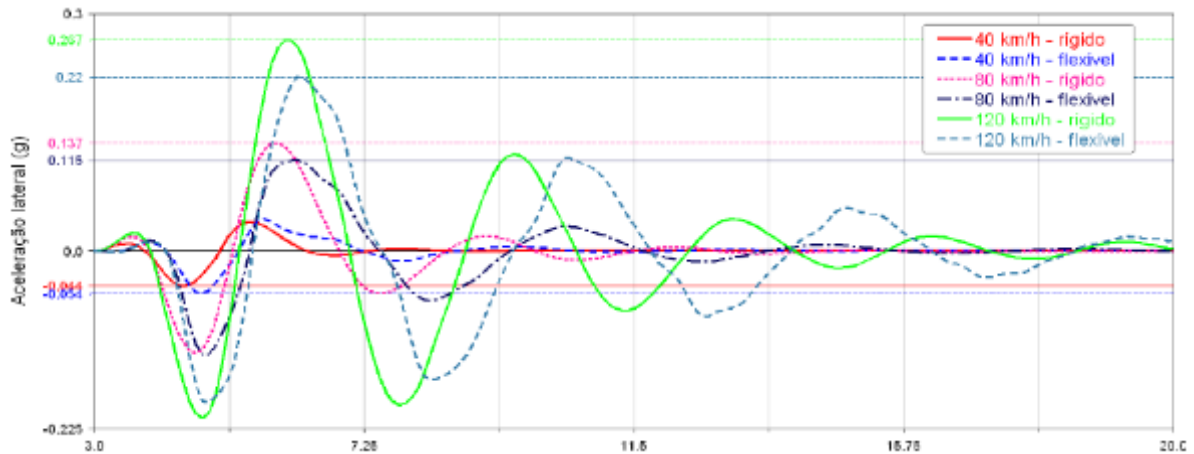


Figura 23 – Aceleração lateral em veículos rígido e flexível  
 Fonte: Vargas (2011)

Na Figura 22, o pacote 5 (posicionado na extremidade traseira) chegou a apresentar uma divergência de 6,0 graus em relação ao veículo rígido e 7,5 graus em relação ao primeiro pacote quando em veículo flexível. Já na Figura 23, afere-se a influência da rigidez do chassi em relação a Amplificação Traseira, verificado através da aceleração lateral em condições de veículo flexível quando comparado com a condição rígida. A partir destes estudos verificou-se que quanto mais afastado da quinta roda o CG da carga estiver, maior esta tendência de torção e maior amplificação traseira será notada em veículos flexíveis.

### 2.3.4 INFLUÊNCIA DA QUINTA RODA

Outro ponto importante e relevante para este trabalho é a influência da quinta roda durante o tombamento do veículo. Winkler & Ervin (1999) demonstraram que devido as folgas existentes na articulação, permite-se um ângulo de rolagem ligeiramente maior do semirreboque em relação ao cavalo mecânico. Este ângulo é causado pela rotação e pelo afastamento da mesa do semirreboque em relação a face superior da quinta roda durante o tombamento, esta rotação é conhecida como “*Trailer lash*” ou “*Fifth Wheel Separation*” (Separação da Quinta Roda), apresentado na Figura 24.

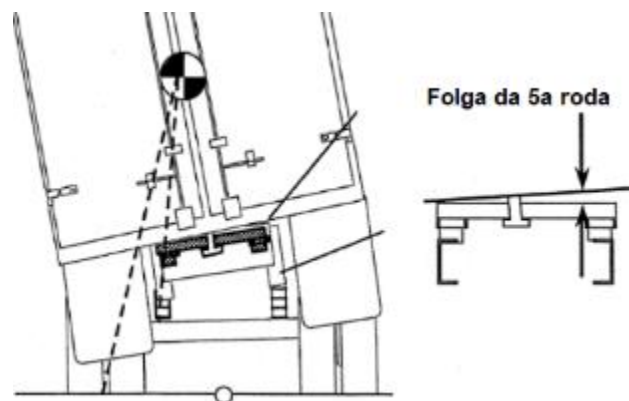


Figura 24 – Influência da folga de quinta roda (*5th-wheel lash*)  
 Fonte: Adaptado de Winkler & Ervin (1999)

Segundo Tomar (2015) o processo de tombamento do veículo, considerando a influência da quinta roda e o semirreboque como rígido, acontece basicamente em três etapas sequenciais:

- Etapa 1: As rodas do semirreboque estão completamente em contato com o solo e a sua massa apoiada na quinta roda está igualmente dividida entre as bordas ( $F_1$  e  $F_2$ ). Nesta etapa a quinta roda gira solidariamente ao semirreboque, Figura 25-A.
- Etapa 2: Na segunda etapa há transferência de toda a carga apoiada na quinta roda ( $F_1+F_2$ ) para apenas o lado do tombamento iminente. Neste momento ocorre o fenômeno da Separação da Quinta Roda e a folga angular entre o semirreboque e o cavalo mecânico conforme Figura 25-B.

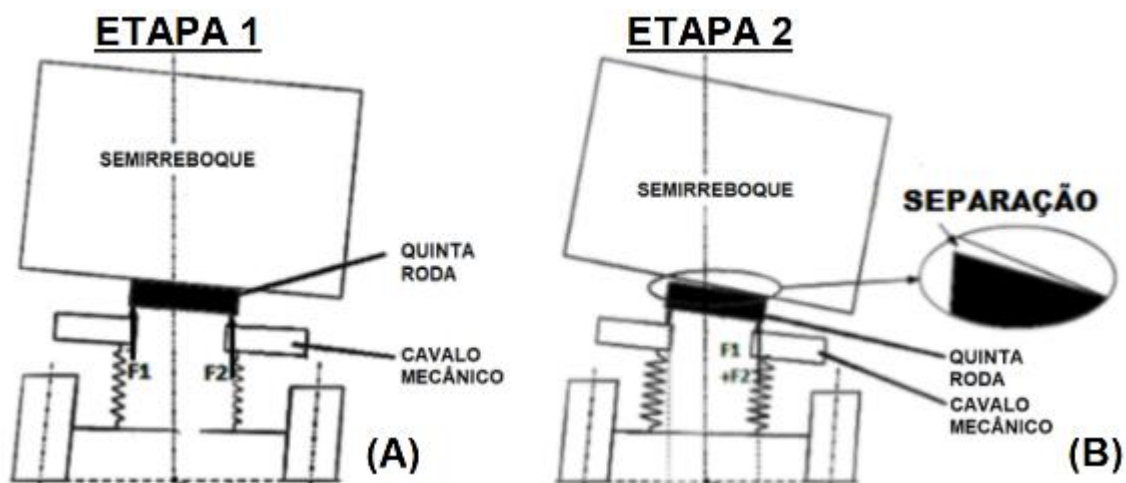


Figura 25 – Tombamento com influência da quinta roda – Etapa 1 e Etapa 2  
 Fonte: Adaptado de Tomar (2015)

Winkler & Ervin (1999) também verificaram este comportamento em um ensaio chamado *Tilt Test*, onde o veículo é colocado em uma rampa inclinada para simular acelerações laterais. Os autores verificaram este fenômeno com uma inclinação de 19,3 graus, equivalente a uma aceleração de 0,35 g, Figura 26.

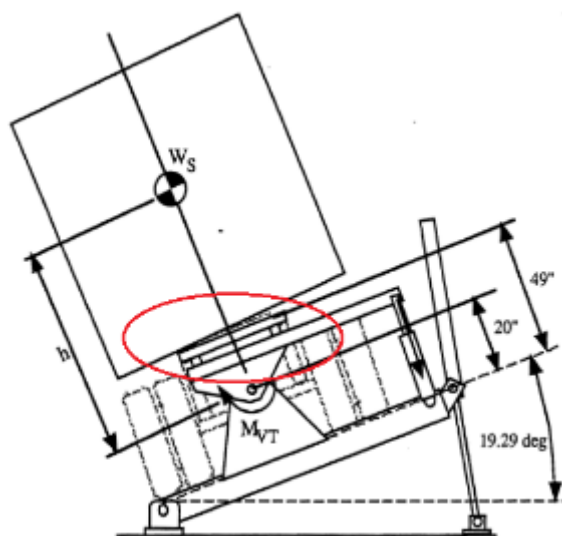


Figura 26 – Validação da Etapa 2 de rolagem em Tilt Test  
 Fonte: Adaptado de Winkler & Ervin (1999)



La Clair et. Al. (2010) realizou testes práticos para também verificar os efeitos da Separação da Quinta Roda durante manobras próximas ao tombamento do veículo. Na Figura 27, na região do círculo vermelho é possível verificar esta separação entre a mesa do semirreboque e a quinta roda. Neste teste utilizando uma carreta tanque, o ângulo encontrado entre a mesa do semirreboque e a quinta roda foi de 2,5 graus.



Figura 27 – Separação da quinta roda durante teste prático  
Fonte: Adaptado de La Clair et. Al. (2010)

Por sua vez Arant (2010), também realizou um teste estático para compreender a condição mecânica do sistema de acoplamento durante a Separação da Quinta Roda. O autor concluiu que tanto a mesa do semirreboque quanto o pino rei podem ser considerados rígidos, sem deformações durante a torção. O que ocorre durante a Etapa 2 é o levantamento do pino rei no sentido positivo de Z, sequenciado pela rotação do conjunto (mesa e pino) neste ponto de acoplamento, Figura 28. Este ângulo, causado pela separação da quinta roda pode variar principalmente devido ao grau de desgaste e ao formato das peças do sistema de travamento.

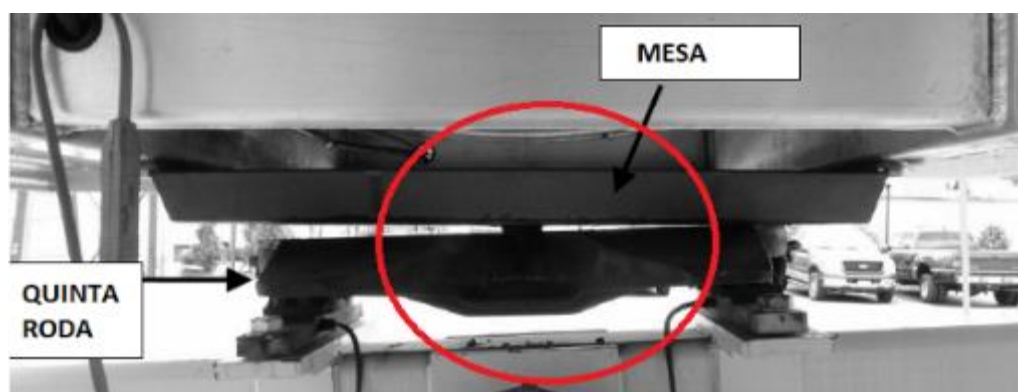


Figura 28 – Tendência de “puxar” o pino rei em Z durante rolagem  
Fonte: Adaptado de Arant (2010)

– Etapa 3: Na terceira etapa, onde a rotação da mesa do semirreboque chega ao limite, o conjunto veicular tenderá a rolar de forma solidária, como se fosse apenas uma unidade e é neste momento que normalmente o semirreboque e o cavalo mecânico, ambos levantam as rodas do solo (La Clair et. Al., 2010).

Após a Etapa 3 o tombamento torna-se inevitável e o semirreboque puxará o cavalo mecânico de forma abrupta. Esta condição final foi verificada em testes controlados por Bendix (2015), Figura 29.



Figura 29 – Veículo em tombamento inevitável – Etapa 3  
Fonte: Bendix (2015)

## 2.4 INSTABILIDADES EM GUINADA (EFEITO CHICOTE E CANIVETE)

### 2.4.1 DEFINIÇÃO

Em relação a instabilidade lateral de veículos articulados em guinada, VLK (1982) apresentou que podem ocorrer de três formas, Figura 30 abaixo:

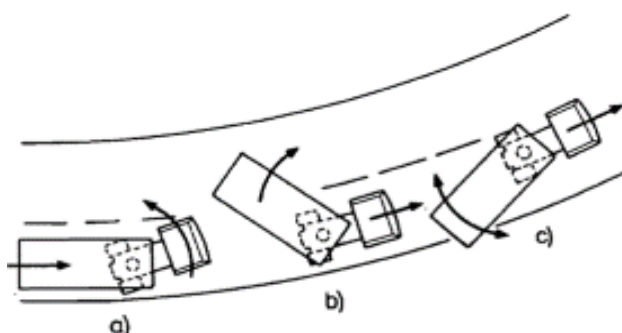


Figura 30 - Modos de instabilidade lateral em guinada de veículos articulados  
Fonte: VLK (1982)

- A) Acotovelamento: Efeito Canivete ou “L” do cavalo mecânico (*Jackknife*).
- B) Guinada do Semirreboque: Efeito Chicote ou “L” do semirreboque (*Trailer Swing*)
- C) Oscilação bilateral do semirreboque – Efeito Chicote.

Tanto o Efeito Canivete quanto o Efeito Chicote são popularmente conhecidas como “L” ou “fechar o L” em alusão a condição de 90 graus entre o cavalo mecânico mais curto e a carreta mais longa. Basicamente o Efeito Canivete pode ser traduzido por uma condição onde o semirreboque “empurra” o cavalo mecânico levando-o este a escorregar lateralmente e girar. Já o Efeito Chicote pode ocorrer tanto de forma oscilatória como também unilateral, em ambos os casos se trata do escorregamento instável apenas do semirreboque.

As instabilidades de guinada ocorrem quando há uma força aplicada lateralmente no CG que vence a força de atrito lateral entre os pneus e o pavimento, conforme Figura 31. A ocorrência desta instabilidade é diretamente influenciada pelo peso e posicionamento do CG da carga no semirreboque, pela velocidade longitudinal e principalmente pelas condições de atrito entre os pneus e o pavimento.

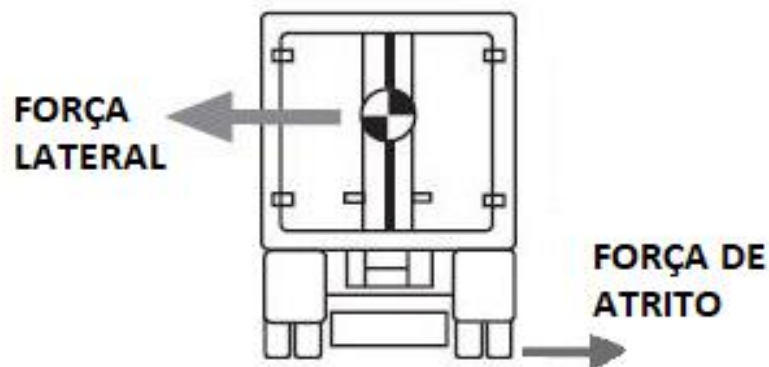


Figura 31 – Força lateral no CG maior que a força de atrito lateral  
 Fonte: Adaptado de Winkler & Ervin (1999)

Basicamente, se a força gerada pela aceleração lateral for superior a força de atrito e também for inferior ao SRT do veículo, o veículo entrará em uma condição de instabilidade em guinada pura, sem tendência ao tombamento. Em uma condição com alta aceleração lateral e baixo coeficiente de atrito (pistas escorregadias) encontra-se uma condição propensa a ocorrer estas instabilidades de guinada.

Winkler & Ervin (1999) e Ervin (1984) concluíram que as instabilidades em guinada podem ocorrer com valores de aceleração lateral bem abaixo dos limites de tombamento do veículo (SRT). Segundo estes autores, em uma condição de baixo coeficiente de atrito, a instabilidade em guinada pode ocorrer com acelerações laterais de apenas 0,1 g, conforme foi possível constatar nos incidentes da Figura 32 (Efeito Canivete) e na Figura 33 (Efeito Chicote – *Trailer Swing*), onde em ambos os casos, ocorrem eventos de guinada com valores de velocidades longitudinais muito baixas e por uma pequena aceleração lateral.



Figura 32 – Veículo em Efeito Canivete em baixa velocidade  
 Fonte: Adaptado Truck Vision (2019)





Figura 33 – Veículo em Efeito Chicote Unilateral em baixa velocidade  
 Fonte: Adaptado de Truck Vision (2019)

Em resumo às afirmações dos autores Winkler & Ervin (1999) e Ervin (1984), a Tabela 3 apresenta qual a instabilidade lateral mais provável de ocorrer de acordo com a aceleração lateral e o coeficiente de atrito entre os pneus e o pavimento:

Tabela 3 - Probabilidade de se ocorrer as instabilidades laterais

ACELERAÇÃO LATERAL	COEF. DE ATRITO	INSTABILIDADE MAIS PROVÁVEL DE OCORRER
Alta	Alto	<b>TOMBAMENTO DIRETO</b>
Alta	Baixo	<b>INSTABILIDADE EM GUINADA</b>
Baixa	Alto	-
Baixa	Baixo	<b>INSTABILIDADE EM GUINADA</b>

#### 2.4.2 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO EFEITO CHICOTE

Yang et. Al. (2015) apresentaram um estudo de um caminhão articulado durante uma manobra evasiva em condições de baixo ( $\mu = 0,2$ ) e alto atrito ( $\mu = 0,8$ ) a 90km/h de velocidade. A Figura 34 apresenta o comportamento da taxa e ângulo de guinada, e ângulo de rolagem nestas duas condições. A linha azul apresenta a condição de alto atrito (pista seca) e vermelho com baixo atrito (pista molhada).

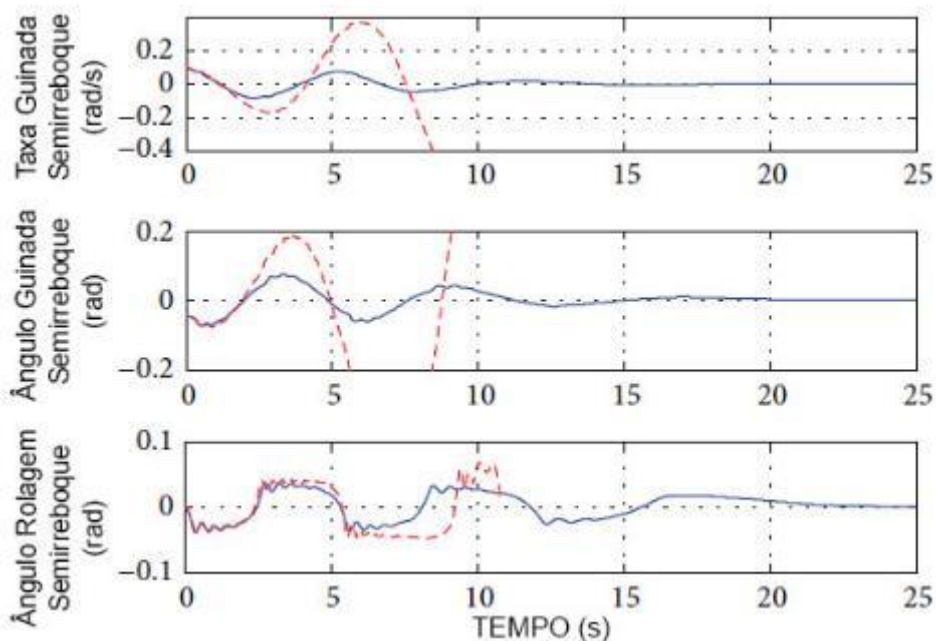


Figura 34 – Comportamento do veículo em Efeito Chicote  
 Fonte: Adaptado de Yang et. Al. (2015)

Nota-se que o primeiro e segundo gráfico evidenciam que em uma condição de baixo atrito o veículo entrou em Efeito Chicote puro, por apresentar um maior ângulo entre as unidades veiculares e uma alta taxa de guinada, se comparado a condição de alto atrito. Nesta condição e pelo último gráfico evidencia-se uma importante característica: Em uma condição de instabilidade de guinada pura, o ângulo de rolagem é praticamente idêntico e a condição com alto atrito.

Já Mendes (2016) apresentou graficamente a ocorrência do Efeito Chicote com oscilação bilateral do semirreboque. Segundo o autor esta instabilidade ocorre durante manobras evasivas sem o acionamento dos freios, representada na Fig. 35:

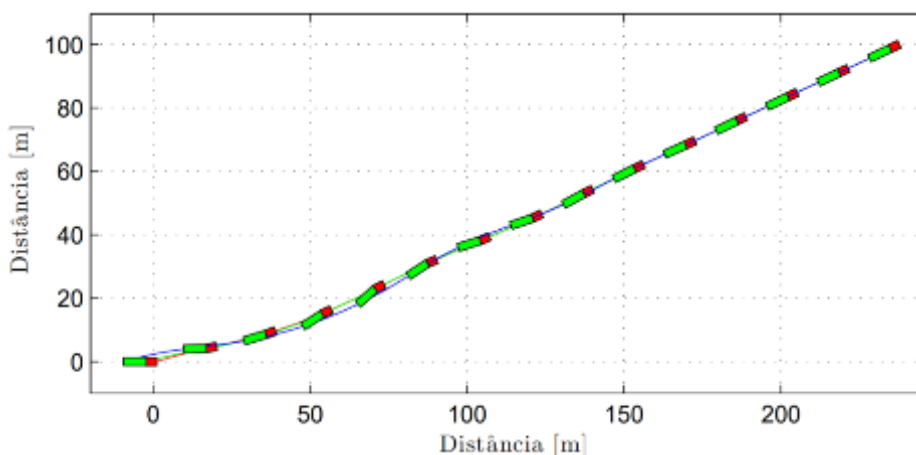


Figura 35 – Representação gráfica da oscilação bilateral do semirreboque  
Fonte: Mendes (2016)

Em outro estudo, Dorion et. Al. (1989) verificaram o comportamento do ângulo na articulação do veículo em situações com instabilidades em guinada. Neste estudo, realizou-se um experimento na qual o veículo articulado realizava uma curva de raio constante de 90 m com baixo atrito ( $\mu = 0,25$ ), mantendo uma velocidade de 50 km/h e uma aceleração lateral de 0,22 g. Em um determinado ponto do circuito aplicou-se uma frenagem abrupta, na Figura 36 apresenta-se o comportamento do ângulo da articulação durante este experimento.

Verifica-se pelo gráfico da Figura 36 que na condição de Efeito Canivete (*Jackknife*) a mudança do ângulo da articulação é mais abrupta, cerca de 65 graus/s, enquanto em Efeito Chicote (*Trailer Swing*) a taxa de mudança do ângulo é cerca de 19 graus/s. Os autores afirmam que para ambos os casos, o veículo pode mudar sua condição de estabilidade de maneira muito abrupta, em menos de 0,5 segundos pode sair de uma condição estável para uma instabilidade em guinada.

Já o Efeito Chicote possui um limiar mais próximo a condição de estabilidade, a diferença entre uma situação estável e de instabilidade é de apenas 2,5 graus. Os autores apresentaram graficamente o comportamento dos veículos articulados em Efeito Canivete e em Efeito Chicote Unilateral, ocasionado após a aplicação abrupta dos freios durante a curva, Figura 37.

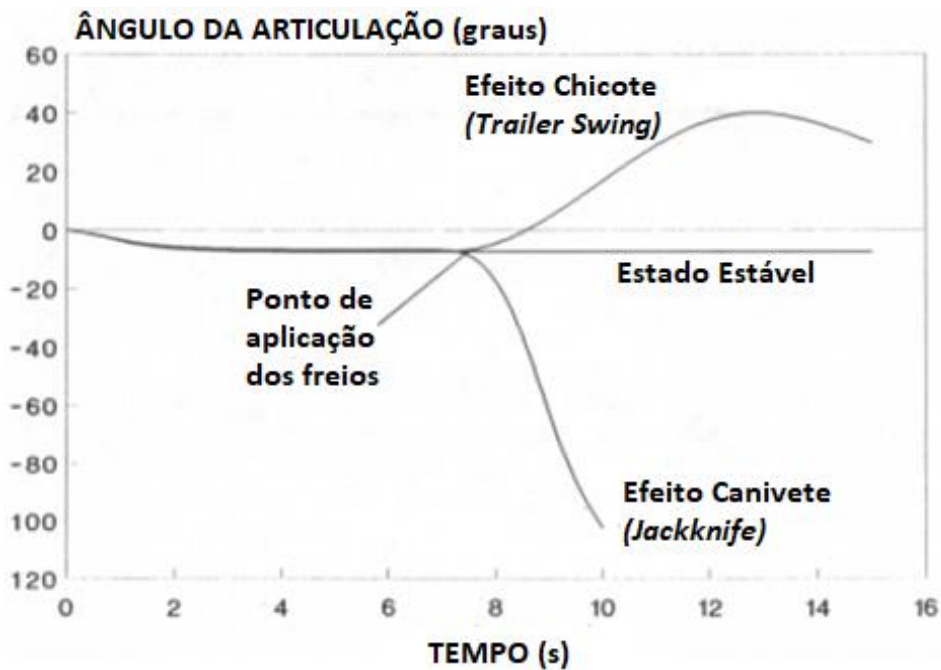


Figura 36 – Comportamento do ângulo da articulação em instabilidades de guinada  
 Fonte: Adaptado de Dorion et. Al. (1989)

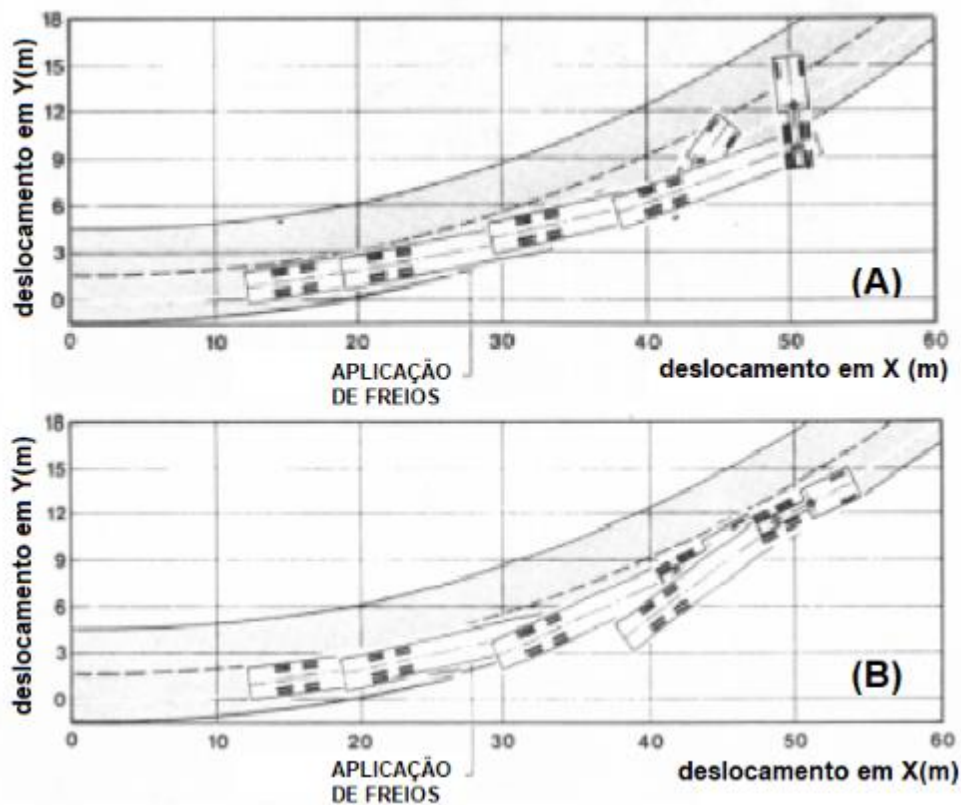


Figura 37 – Frenagem em curva – Efeito Canivete (A) e Efeito Chicote Unilateral (B)  
 Fonte: Adaptado de DORION et. Al. (1989)

Os autores ainda ponderam que veículos com semirreboques curtos e carregados, bem como veículos longos e vazios são mais propensos ao escorregamento lateral do semirreboque (Efeito Chicote). Esta propensão combinada com uma pista escorregadia, um leve toque no freio pode levar o veículo a entrar em uma condição de instabilidade lateral, assim como ocorrido no acidente da Figura 6.

Esta mecânica de acidente, de guinada do semirreboque em pista molhada durante uma curva após frenagem também foi verificada em outro acidente similar, apresentado na Figura 38.



Figura 38 – Acidente por escorregamento lateral do semirreboque em pista escorregadia  
 Fonte: Adaptado de Truck Vision (2019)

Por fim Chinn et. Al. (1972) realizaram testes práticos para verificar qual o ângulo entre os veículos durante o *Trailer Swing*. Os autores conseguiram aferir relações entre a velocidade, raio de curva, coeficientes de atrito, acelerações (laterais e de frenagem) e o ângulo de guinada máximo para um determinado conjunto, Figura 39.

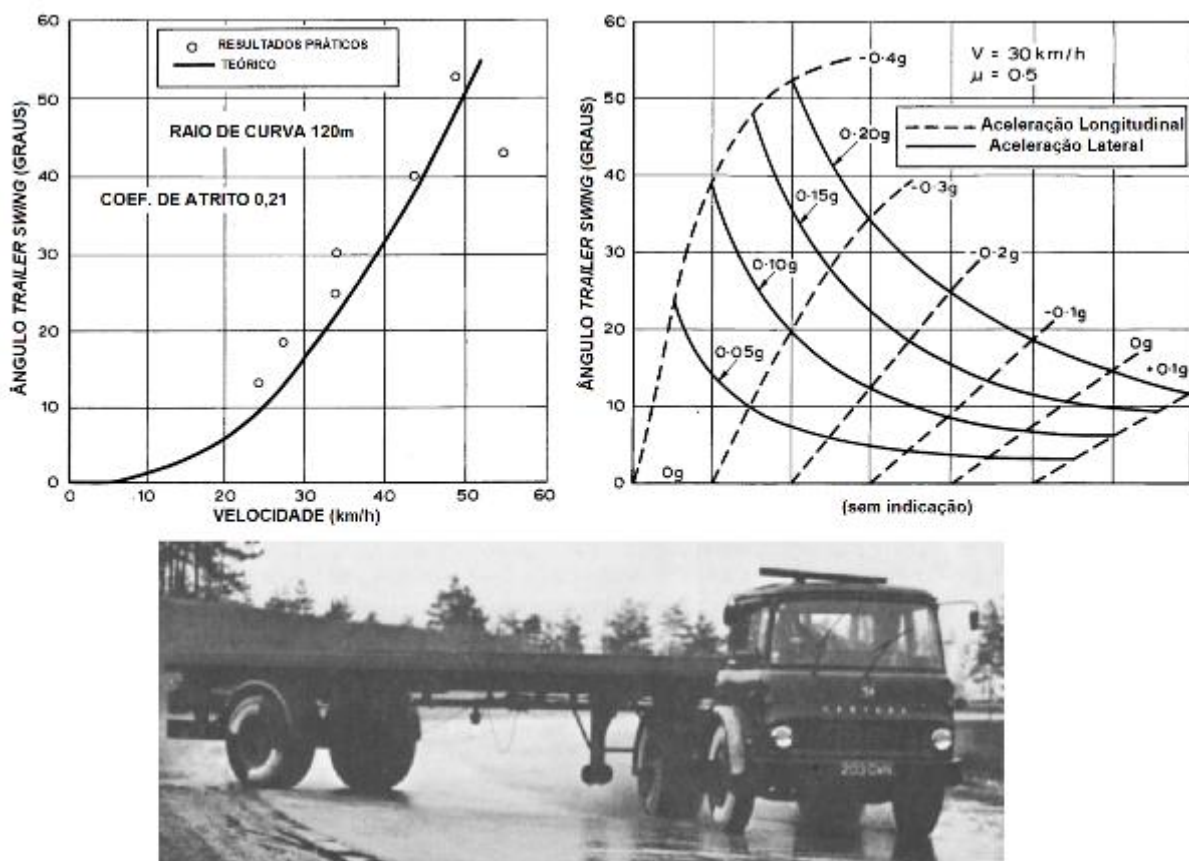


Figura 39 – Ângulos esperados em Efeito Chicote de acordo com velocidade e acelerações  
 Fonte: Adaptado de Chinn et. Al. (1972)

Por este estudo nota-se que em algumas condições, a magnitude deste ângulo durante a instabilidade pode superar 70 graus e que podem ocorrer com acelerações muito baixas (de 0,05g), dependendo das condições de atrito entre o pneu e o pavimento.

### 2.4.3 INFLUÊNCIA DO FREIO PNEUMÁTICO E DESGASTE DO PINO REI

Assim como apresentado por Dorion et. Al. (1989), o acionamento de freios durante uma conversão poder ser um potencial causador da instabilidade em guinada. Além deste ponto, Limpert (2011) apresentou que em veículos com sistema de freios pneumáticos sempre haverá um atraso entre o acionamento do pedal e a aplicação da força nos freios do semirreboque. Esta característica é causada pelas perdas de carga inerentes ao sistema e que também pode ser agravado pela existência de vazamentos na linha. Segundo o autor além do tempo de reação do motorista, existem mais outros três tempos adicionais para que freios pneumáticos sejam de plenamente acionados:

t1 – tempo do ar “viajar” pela tubulação (mais significativo em veículos muito longos);

t2 – tempo necessário para vencer as folgas entre a lona e o tambor de freio;

t3 - tempo para atingir a pressão necessária para reduzir a velocidade do veículo.

A representação gráfica destes tempos na pressão de acionamento do freio é apresentada na Figura 40 a seguir:

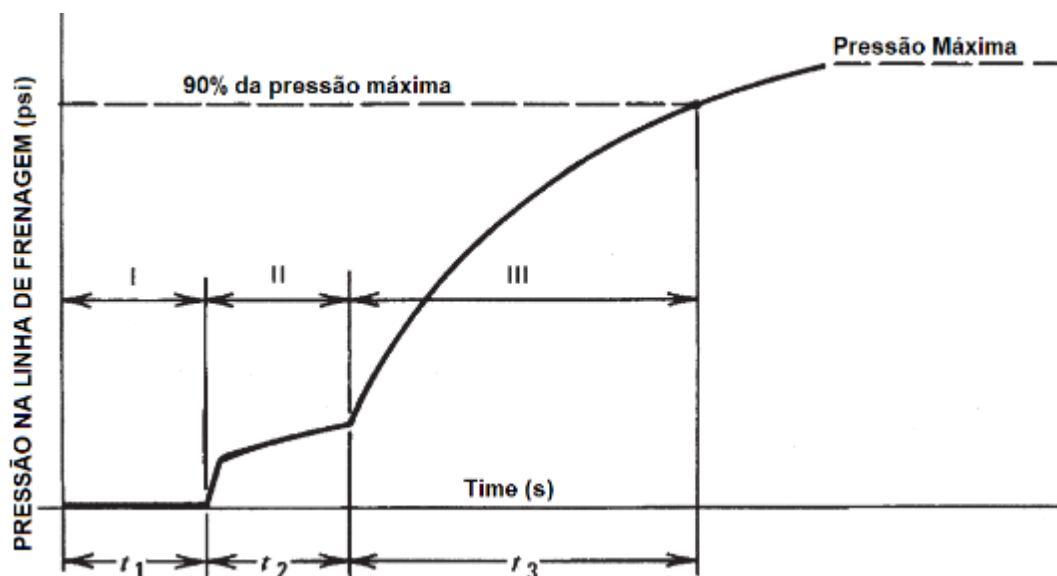


Figura 40 – Tempo de resposta de acionamento do freio pneumático

Fonte: Adaptado de LIMPERT (2011)

Limpert (2011) também apresentou graficamente na Figura 41 esta diferença entre tempos de acionamento do cavalo mecânico e do semirreboque em relação ao acionamento do pedal. Esta característica que pode gerar um desequilíbrio de forças de frenagem entre os veículos que segundo Harwood et. Al. (2003), pode de fato, contribuir para uma condição de instabilidade em guinada, principalmente se os freios forem acionados durante curvas.



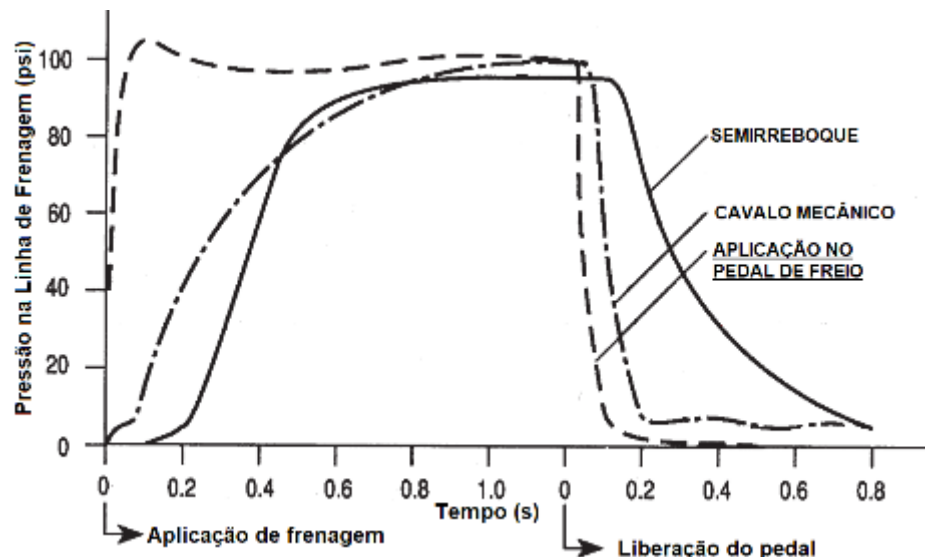


Figura 41 – Diferença entre os tempos de respostas dos acionamentos dos freios  
 Fonte: Adaptado de LIMPERT (2011)

Pelo gráfico nota-se a defasagem entre o acionamento do pedal e que a frenagem efetiva do semirreboque é de cerca de 0,4 segundos, isto se considerar um veículo com o sistema de frenagem em perfeitas condições de uso e sem vazamentos. A título de comparação, e veículos com sistema hidráulico (carros de passeio) o tempo de resposta é normalmente entre 0,02 e 0,06 segundos, cerca de 10 vezes menor. Logo, um veículo com sistema pneumático trafegando a 60 km/h (16,7 m/s), poderá percorrer 6,7 metros sem frear, apenas por esta defasagem.

Esta divergência entre o tempo de acionamento efetivo dos freios do semirreboque e do cavalo mecânico poderá gerar um desequilíbrio de forças e levar o semirreboque a empurrar ou puxar o cavalo mecânico durante frenagens. Esta característica pode se uma condição ainda mais insegura se houver folgas longitudinais entre o pino rei e a quinta roda. Nesta condição, a folga na articulação faz com que o pino rei colida com a quinta roda no sentido de marcha (eixo X - positivo ou negativo), gerando uma força de impacto do semirreboque ao cavalo mecânico. Esta folga é gerada pelo desgaste do pino rei e pela não realização do procedimento de regulagem do mecanismo de travamento da quinta roda. A Figura 42 mostra um exemplo de pino rei em condições ideais e com desgaste excessivo.

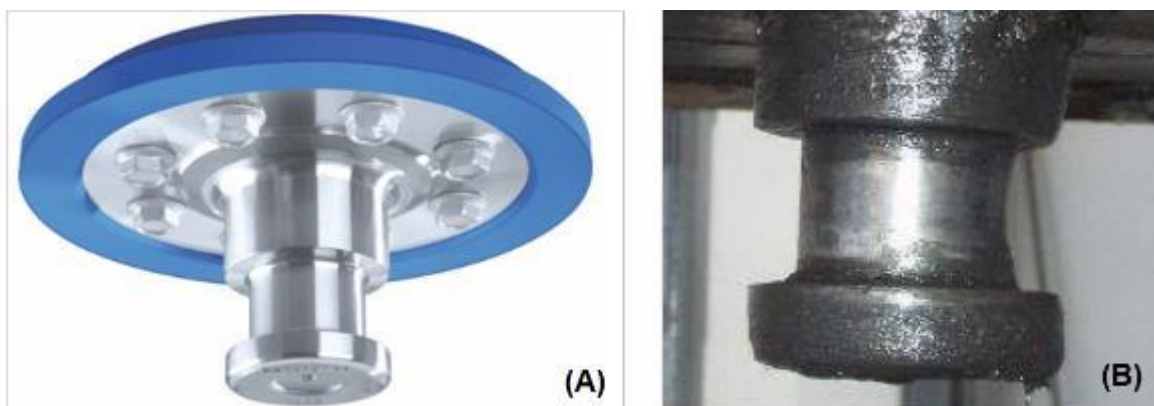


Figura 42 – Pino rei novo(A) e com desgaste excessivo(B)  
 Fonte: Jost (2018) e Melo (2014)

Segundo o fabricante desta peça Jost (2018), o “pescoço” do pino rei (parte de travamento do pino com a quinta roda) deve apresentar um diâmetro entre 50,8 a 49 mm, caso seja verificado valores menores esta peça deve ser substituída. Neste trabalho foram realizadas verificações em veículos onde se constatou a presença desta folga, sessão 5.1 deste trabalho.

## 2.5 INSTABILIDADE COMBINADA: GUINADA SEGUIDA DE ROLAGEM

Winkler & Ervin (1999) e Ervin (1984) apresentaram que em alguns casos, a instabilidade de guinada (tanto em Efeito Chicote como em Efeito Canivete) podem ser o evento primário a um tombamento subsequente. Nestes casos, quando o veículo perde a aderência e escorrega lateralmente, o motorista na tentativa de retomar o controle, tenta frear o veículo mesmo em uma condição de instabilidade. Com a redução de velocidade, o veículo retoma uma condição de atrito mínimo, mas devido à amplificação traseira entra no tombamento sequencial.

Pé na Estrada (2016) apresentou um acidente causado por uma instabilidade combinada na Rodovia Regis Bittencourt, Figura 43. Não há evidências na reportagem sobre as condições dos pneus, velocidade e acondicionamento da carga, todavia pelas imagens nota-se que houve um escorregamento lateral inicial do semirreboque em pista molhada seguido de uma tentativa de frenagem e o tombamento sequencial.

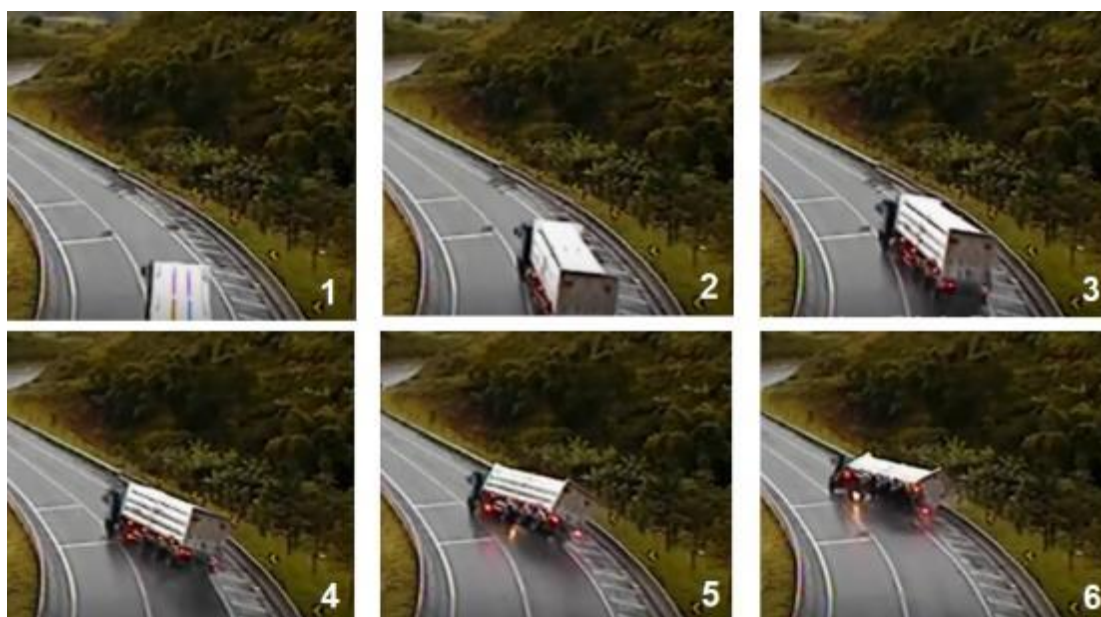


Figura 43 – Veículo tomba após instabilidade em guinada com chuva  
Fonte: Adaptado de Pé na Estrada (2016)

Zhou et. Al. (2008) ponderam que quando há instabilidades combinadas, encontra-se uma condição muito difícil de controle, devido às necessidades muitas vezes conflitantes para correção de duas instabilidades simultâneas. A forma mais correta e prudente de se corrigir este tipo de evento é a detecção de forma separada e a correção imediata da instabilidade primária, que muitas vezes ocorre em guinada.



## 2.6 ACIDENTES POR INSTABILIDADES EM CAMINHÕES ARTICULADOS

Nesta sessão são apresentados os índices de acidentes envolvendo caminhões articulados causados por instabilidades laterais, no Brasil e nos Estados Unidos.

### 2.6.1 ÍNDICES – BRASIL

Segundo dados de CNT (2018), o Brasil possui uma matriz logística altamente dependente do modal rodoviário, com cerca de mais de 60% de sua produção escoada em uma frota de caminhões envelhecida. Segundo estas pesquisas a frota é crescente com o passar dos anos e é cada vez mais frequente a presença de caminhões com mais de uma articulação, longos e pesados.

Pamcary (2007) apresentou que os fatores humanos, combinados com veículos isentos de manutenção trafegando em vias em mau estado de conservação, são os principais motivadores para um alto índice de acidentes envolvendo veículos de carga em nossas rodovias. Segundo Polícia Rodoviária Federal – PRF (2019) só em 2019 houve cerca de 25 mil acidentes envolvendo caminhões articulados. Os acidentes foram classificados pela PRF conforme apresentado na Tabela 4, onde nota-se que cerca de 20% dos acidentes com caminhões foram por tombamento.

Tabela 4 - Tipos de acidentes envolvendo caminhões no Brasil

TIPO	PORCENTAGEM
Atropelamento (animal e pedestre)	1,74%
Capotamento/Tombamento	20,05%
Colisão com objetos (em mov. e estáticos)	7,96%
Derramamento da carga	4,60%
Incêndio	2,22%
Queda do ocupante do veículo	1,41%
Saída do leito carroçavel (Mudança de faixa)	15,27%
Colisão frontal	9,28%
Colisão traseira	17,93%
Colisão lateral/transversal	19,53%

Fonte: Adaptado de PRF (2019)

Deve-se salientar é que nem sempre o tipo do acidente indicado pela PRF é a real causa de uma ocorrência, mas sim sua consequência final. Um exemplo disto foi verificado no acidente da Figura 6, onde pelos dados publicados, a PRF o classificou pela não pela perda da estabilidade do veículo que causou o acidente, mas sim pela consequência final. Seu registro foi encontrado como:

- COLISÃO FRONTAL – EM CHUVA – COM VÍTIMA.

Mesmo com esta carência de dados sobre a real causa de acidentes providos pela PRF, a seguradora Pamcary (2007) realizou um levantamento sobre acidentes envolvendo caminhões no Brasil, apresentando uma matriz com a frequência das causas e fatores contribuintes, apresentada no Apêndice C.

Segundo este levantamento as principais causas para os acidentes são:

- A falha do motorista foi presente em 66% dos acidentes: 43% por imprudência ou imperícia, 13% velocidade incompatível ou 10% fadiga.
- As condições da via foi presente em 57% dos acidentes: 23% Curva fechada, 15% má conservação, 17% pista escorregadia, 5% outros.
- Em seguida aparecem outros fatores contribuintes como Influência de terceiros (33%) e as condições de manutenção do veículo (11%).

A seguradora demonstrou que em veículos articulados muito carregados, os fatores humanos são a principal causa dos acidentes e os fatores da pista são os grandes contribuintes para a ocorrência de graves acidentes, chegando nas seguintes conclusões:

*“Acidentes mais frequentes e mais graves: tombamento e capotagem.  
Causas principais: velocidade incompatível, fadiga.  
Fatores contribuintes: curva fechada, pista mal conservada.  
Faixa etária dos motoristas mais frequentemente envolvidos: de 18 a 25 anos.  
Veículos mais vulneráveis: articulado, ou sobrecarregado.” (PAMCARY, 2007)*

Todavia, Melo (2014) apresentou um questionamento relevante sobre a alta culpabilidade dos motoristas. Segundo o autor, 45% dos caminhões em circulação seriam reprovados na inspeção veicular, o que evidencia um claro despreço das empresas pela manutenção preventiva. Para o autor a manutenção precária é um fator que contribui diretamente para falhas humanas e para as outras diversas causas ocultas que levam a um acidente.

## 2.6.2 ÍNDICES DE ACIDENTES – ESTADOS UNIDOS DA AMÉRICA

Em contrapartida, nos Estados Unidos existe uma forte preocupação em se investigar a real causa raiz de um acidente. Estes estudos são realizados pelo órgão *National Highway Traffic Safety Administration* (Administração Nacional de Segurança no Trânsito em Rodovias), o NHTSA. A partir destes dados, Kharrazi & Thomson (2008) apresentaram um levantamento sobre a causa de acidentes que envolveram exclusivamente instabilidades laterais, Figura 44.

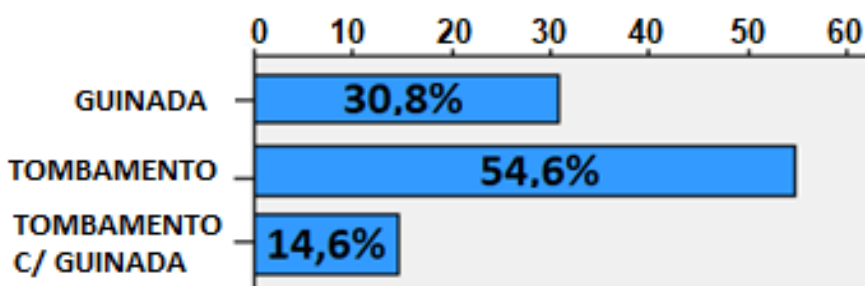


Figura 44 – Acidentes ocorridos por instabilidades laterais nos EUA  
Fonte: Adaptado Kharrazi & Thomson (2008)

Segundo este estudo, em 69,2% do total de acidentes ocorreu um tombamento final do veículo (de forma direta ou combinado com evento de guinada). Já eventos de guinada foram presentes em 45,4% do total de ocorrências. Os autores também apresentaram as manobras nas quais estes acidentes ocorreram com maior frequência, Figura 45.

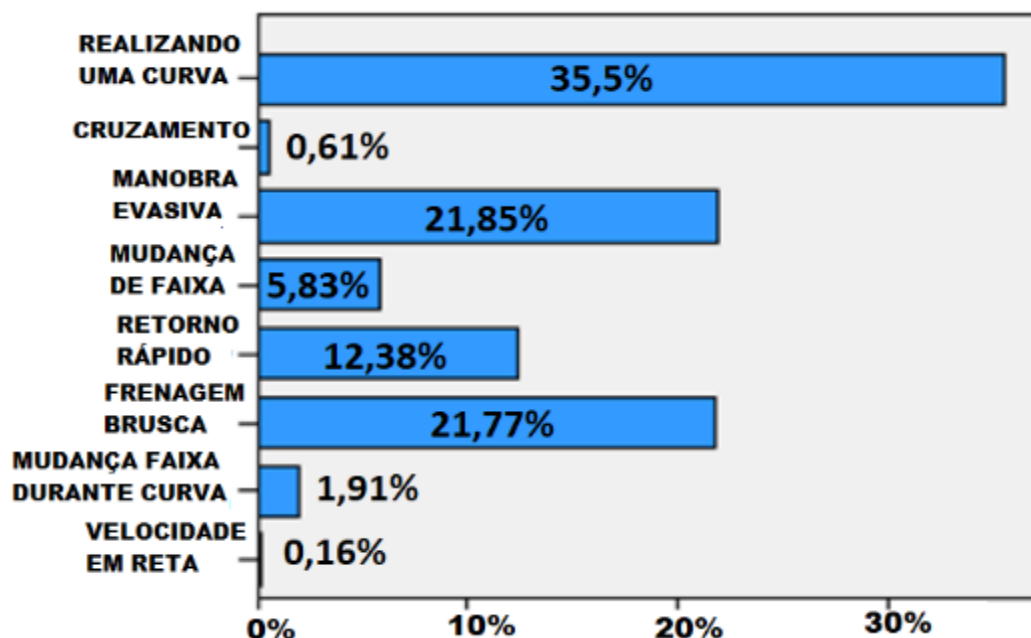


Figura 45 – Causas dos acidentes por instabilidades laterais  
 Fonte: Adaptado Kharrazi & Thomson (2008)

Os eventos que mais causam as instabilidades laterais são principalmente a perda de controle durante a realização de uma curva, seguido por manobras evasivas e na sequência por frenagem brusca

Já em relação aos acidentes envolvendo apenas as instabilidades de guinada (Efeito Chicote e Canivete), outros estudos verificaram os seguintes índices:

- Entre 2001 e 2003, 9% dos acidentes que envolveram caminhões articulados e um outro veículo foram causados por instabilidades de guinada (STARNES, 2006).
- Entre 2011 a 2013, 3,8% dos acidentes fatais envolvendo caminhões foram causados apenas por instabilidades de guinada segundo *Federal Motor Carrier Safety Administration* – FMCSA (2015).

Woodrooffe et. al. (2009), também com utilizando uma base de dados americana, estudou a causa de 159 acidentes os quais poderiam ser sidos evitados com controles de estabilidade. A partir deste estudo, foi possível verificar que destes acidentes, 19% foram causados diretamente por eventos de guinada. Este estudo é melhor apresentado na sessão 3.1.2 desta dissertação.

## 2.7 SISTEMAS ATUAIS PARA CONTROLE DE ESTABILIDADE

Para melhor entendimento do contexto onde a tecnologia ora desenvolvida será aplicada, apresenta-se os atuais sistemas de controle de estabilidade e um apanhado sobre suas efetividades. Cabe salientar que sistemas de controle de estabilidade para veículos de grande porte são sistemas complexos, onde poucas empresas são mundialmente detentoras destas tecnologias. Por este motivo, a busca bibliográfica sobre estes sistemas foi limitada a documentos disponíveis por estas corporações e suas subsidiárias, todavia estes apresentam os sistemas que de fato, estão atualmente aplicados em veículos comercialmente disponíveis.

### 2.7.1 SISTEMA ANTI-TRAVAMENTO (ABS) PARA VEÍCULOS ARTICULADOS

Pode ser dizer que o sistema ABS (*Anti-lock Braking System* ou Sistema Antitravamento dos Freios) é a base tecnológica para todos os sistemas de controle da estabilidade veicular. Canale et al. (2005) indicaram que a aplicação do ABS contribuiria para o aumento da segurança veicular, principalmente durante frenagens em baixas faixas de aderência (com coeficiente de atrito menor que 0,4). Horta Gutiérrez et. Al. (2009) apresentaram um estudo comparativo entre a eficiência de frenagem que um veículo bitrem equipado com ABS apresenta em relação ao mesmo veículo sem este sistema, evidenciando na época, a importância da obrigatoriedade destes sistemas, principalmente em veículos articulados de carga.

Basicamente, durante a frenagem de veículo sem ABS em um piso escorregadio, se a força de frenagem for excessiva, as rodas travarão e neste momento a aderência com o solo será perdida, tornando o veículo instável. Em condições de travamento das rodas, a distância de frenagem aumenta significativamente, podendo ocorrer também instabilidades de guinada, devido ao escorregamento de uma das unidades da composição veicular, principalmente se a frenagem for durante uma conversão e/ou com pista escorregadia.

Em veículos com sistemas pneumáticos, o sistema ABS e seus componentes é apresentado na Figura 46. Segundo Knorr Bremse (2011), o sistema ABS funciona da seguinte forma: Ao ser solicitada uma frenagem pelo acionamento do pedal (2), uma pressão pneumática é exercida nos cilindros de freio (4) de cada roda. Sensores tipo roda fônica (1) verificam constantemente a velocidade de rotação das rodas do veículo. Ao detectar uma redução repentina de velocidade, o que indica o travamento da roda durante a frenagem, a central do ABS (3) passa a acionar os cilindros de forma pulsada.

Com esta pulsação, libera-se o acionamento do freio por um curto espaço de tempo evitando assim, o travamento das rodas durante a frenagem. O ABS é um sistema que só entra em operação quando os freios são acionados pelo motorista e em operação acima de 15 km/h. Este sistema funciona de maneira independente, com uma ECU (3) (*Electronic Control Unit* ou Central Eletrônica de Controle) em cada unidade veicular.

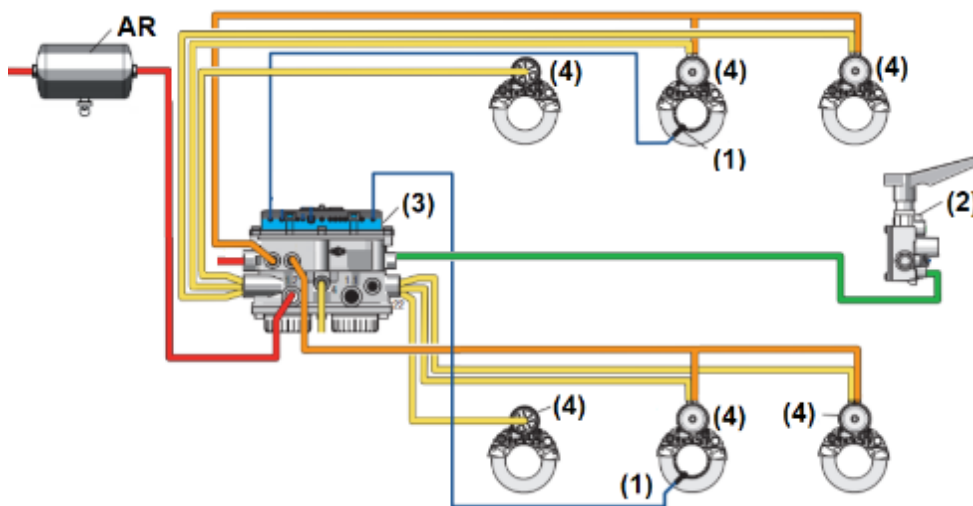


Figura 46 – Esquema de funcionamento do ABS  
 Fonte: Adaptado de Knorr Bremse (2011)

Foi a partir da regulamentação 380:2011 do CONTRAN que o ABS se tornou obrigatório para todos os veículos produzidos a partir de 2013. Logo, veículos com até 7 anos de uso, o que representa uma porcentagem significativa da frota brasileira, em tese, deveriam estar com o sistema ABS operante. Porém Horta Gutierrez et. al. (2005) já observavam a precariedade da manutenção dos freios em veículos pesados, mesmo com sistemas mais simples e anteriores ao ABS. Segundo o autor estas manutenções eram apenas corretivas ou muitas vezes paliativas, com materiais baratos, de duvidosa qualidade, sem prática da manutenção preventiva.

Até a presente data não existem estudos que apontariam se efetivamente os veículos fabricados a partir de 2013 estão de fato com o sistema ABS operante, ou não. Todavia a partir deste estudo de Horta Gutierrez et. al. (2005), combinado com o fato de o custo de manutenção do sistema ABS ser mais alto e mais complexo que o sistema convencional, levam a crer que existe uma parcela relevante da frota que apesar de ser dotada do ABS, este sistema possa estar de fato inoperante.

### 2.7.2 SISTEMA DE CONTROLE DE FRENAGEM E ANTIROLAGEM (EBS-RSC)

Até o final dos anos 90, era senso comum afirmar que uma condição de tombamento apenas poderia ser corrigida pelo motorista com alta expertise ao volante. Para este tipo de ocorrência, a tecnologia evoluiu significativamente com o passar dos anos. O sistema mais avançado de controle de estabilidade disponível no mercado é o EBS (*Eletronic Brake System* ou Sistema de Controle Eletrônico de Frenagem).

Pode se dizer que esta tecnologia é uma evolução direta do ABS. Quando aplicado em semirreboques esta tecnologia é conhecida como TEBS (*Trailer Eletronic Brake System* ou Sistema de Frenagem Eletrônica do Semirreboque). Devido à maior complexidade, são poucas empresas que detêm o *know how* destas tecnologias, sendo apenas mundialmente comercializadas pelas empresas Knorr Bremse/Bendix, Wabco (*ZF Commercial Vehicles Control Systems*) e Haldex.

Segundo Knorr Bremse (2020) o EBS/TEBS é uma tecnologia que combina várias soluções de controle de estabilidade no mesmo produto. Além do ABS, estas tecnologias englobam normalmente as seguintes soluções:

- ASR (Controle Assistido de Frenagem):

Pode-se dizer que o ASR (*Anti Slip-Regulation* ou *Regulagem Ante escorregamento*) é a evolução tecnológica do ABS, trata-se de um sistema que controla e equilibra eletronicamente as forças de frenagem nas rodas, atuando seletivamente em cada roda para evitar seu deslizamento.

- RSC ou RSP (Controle de Estabilidade a Rolagem):

O sistema RSC (*Rollover Stability Control – Controle de Estabilidade a Rolagem*) ou também conhecido como RSP (*Rollover Stability Program – Programa de Estabilidade a Rolagem*) é uma tecnologia que monitora eletronicamente, as condições de instabilidades a rolagem do veículo.

Esta função de antitombamento presente no EBS, é a tecnologia que de fato é exigida pela legislação 641:2016 do CONTRAN.

O TEBS funciona utilizando como base, o conceito e alguns componentes do sistema ABS, conforme apresenta-se no esquemático da Figura 47.

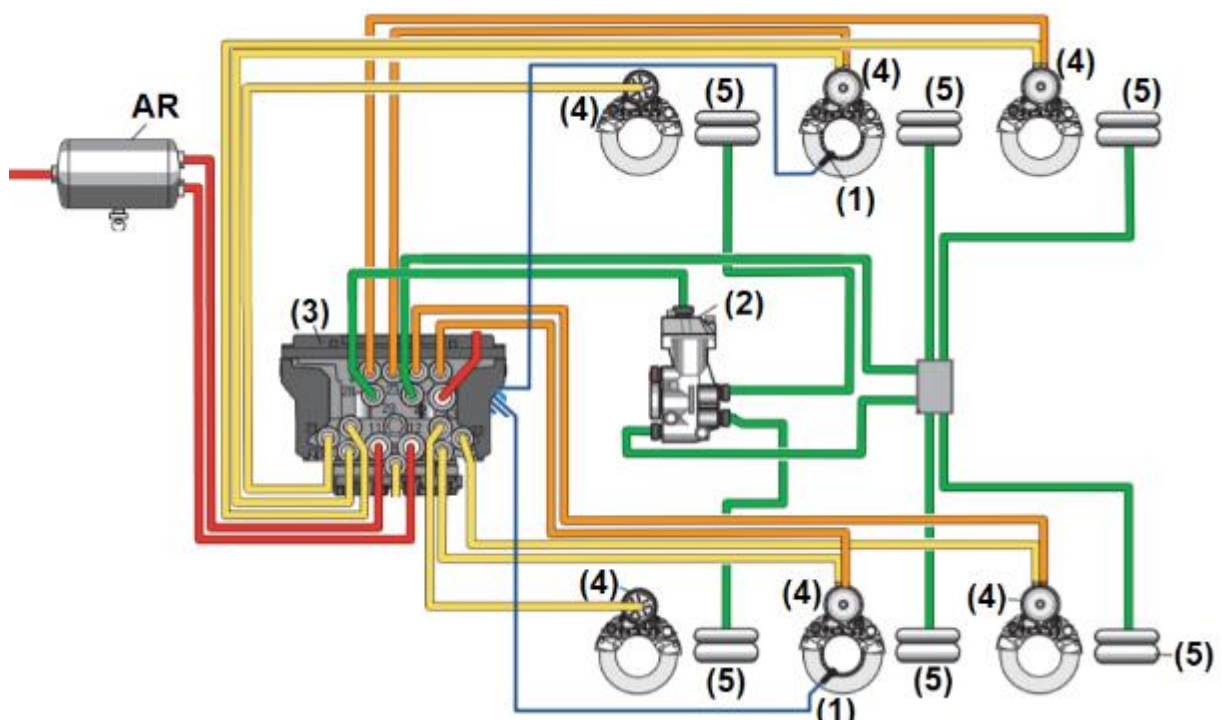


Figura 47 – Esquema simplificado de componentes do EBS em semirreboques  
Fonte: Adaptado de Knorr Bremse (2016)

Segundo Knorr Bremse (2016), para que o TEBS com RSC/RSP possa detectar condições de tombamento, é necessário o controle de três variáveis:



- A aceleração lateral, aferida a partir de sensor presente na central do TEBS (3);
- A velocidade do veículo em cada uma das rodas, aferida pelo sensor de roda fônica (1);
- O peso embarcado e a compressão da suspensão (5), aferidos a partir de sensores de compressão dos bolsões de ar.

Knorr Bremse (2019) apresentou a lógica de funcionamento do RSC em um diagrama de blocos, Figura 48. Este sistema é a tecnologia atualmente disponível, mais avançada para se controlar a estabilidade de um semirreboque.

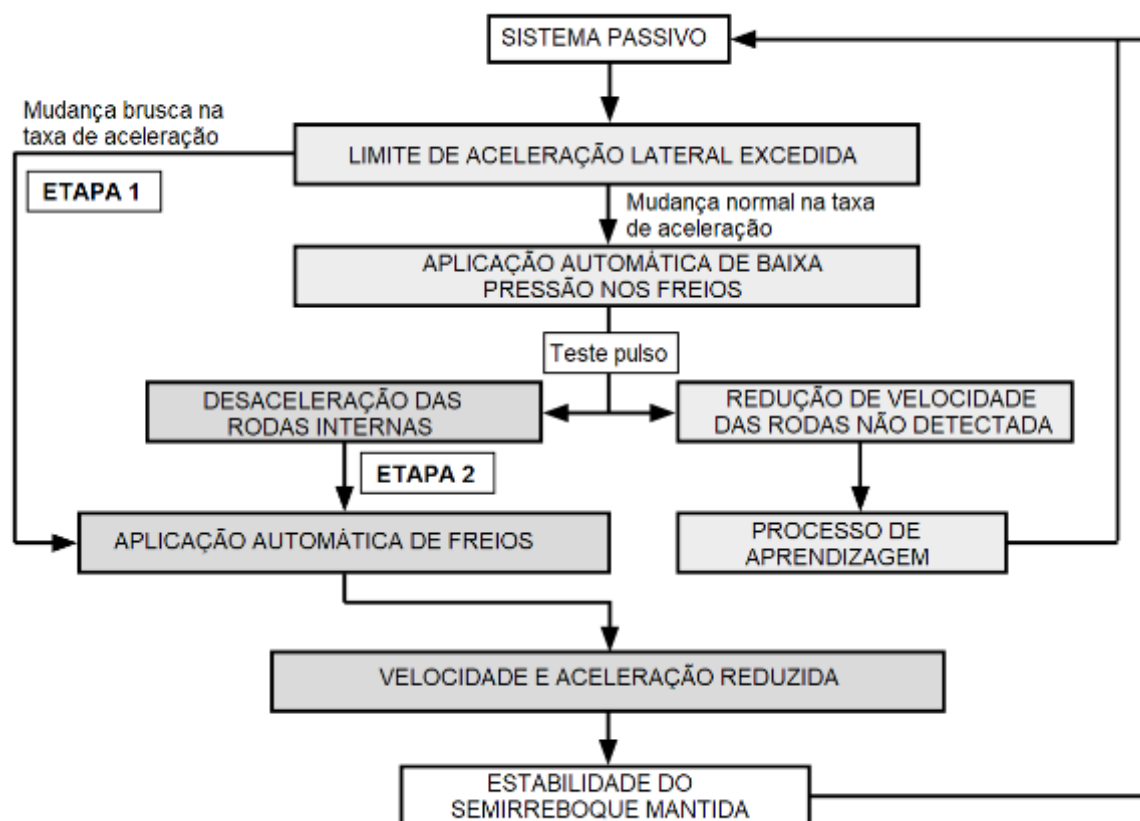


Figura 48 – Diagrama de blocos funcionamento do TEBS  
 Fonte: Adaptado de Knorr Bremse (2019)

Segundo Knorr Bremse (2019), quando o veículo ultrapassar um valor limite de aceleração lateral será necessário que o sistema verifique se de fato, o veículo encontra-se em uma condição de tombamento eminente, para isto, conforme diagrama de blocos e esquemático do sistema apresentados acima, este seguirá os passos apresentados abaixo:

**ETAPA 1:** Caso a taxa de mudança da aceleração lateral seja considerada brusca ou abrupta, o sistema atua automaticamente na frenagem das rodas (4) até encontrar uma condição de velocidade e aceleração lateral reduzida.



Caso a taxa de mudança da aceleração lateral seja considerada “normal”, o sistema aplicará um teste de frenagem pulsante nas rodas. Se não for detectada uma redução na velocidade das rodas internas a curva, o sistema entra em modo de aprendizagem, recalculando as condições de contorno e valores de aceleração lateral limite. Caso esta desaceleração das rodas internas seja verificada, o sistema entra na programação da ETAPA 2:

ETAPA 2: Uma vez detectada esta desaceleração das rodas internas a curva, o sistema caracteriza como uma condição crítica próxima ao tombamento, por possivelmente a roda ter perdido seu contato com o solo. A partir desta informação, o sistema atua freando as rodas externas do veículo. Porém, para que esta aplicação seja eficiente em evitar a instabilidade, a intensidade e modo com o qual é aplicado os freios, deve ser feita de acordo com a carga e seu acondicionamento dentro do semirreboque, informação aferida pelos sensores da suspensão (5).

Verifica-se que a compressão das suspensões (5) é uma variável fundamental para a efetividade deste sistema. Contudo, estes sistemas são baseados tradicionalmente em soluções desenvolvidas para os mercados europeus e americanos, onde a frota é majoritariamente composta por veículos com suspensão por bolsões de ar.

Horta Gutiérrez et. Al. (2009) já haviam ponderado que quando os sistemas ABS fossem implementados no Brasil, necessitariam de adaptações sobre seu projeto original europeu. No caso da implementação do EBS em nosso país não seria diferente, a principal adaptação necessária para este sistema é exatamente na forma de se monitorar a compressão das suspensões Segundo Guia do TRC (2016), 90% dos veículos de carga europeus são dotados de suspensão pneumática, enquanto no Brasil é apenas 10% da frota. Knorr Bremse (2019) também ponderou a necessidade de se haver suspensão pneumática para o RSP:

*“RSP só é recomendado para uso em semirreboques com suspensão pneumática ou hidráulica”  
(Knorr Bremse, 2019)*

A não aplicação da suspensão pneumática em nosso país deve-se basicamente ao fato de, além do investimento ser maior, sua vida útil é inferior em relação a suspensão mecânica, principalmente em aplicações com sobrecarga e em estradas com má conservação, que segundo CNT (2018) é comum no Brasil.

Como trata-se de uma variável importante para a efetividade do RSP, para realizar o monitoramento da compressão em suspensões mecânicas foi necessário adaptar o sistema a esta condição, com a aplicação de sensores de carga para se monitorar a suspensão mecânica, dispositivos estes apresentados na Figura 49.

Estes sensores não possuem a mesma eficiência e precisão que os sensores da suspensão pneumática conforme explicitado pela fabricante Wabco (2017) em seu manual. Segundo o fabricante, como o feixe de molas apresenta uma rigidez superior que os bolsões pneumáticos, a leitura de suas deformações pode ser imprecisa, e por consequência poderá comprometer a eficiência do TEBS/RSC.



Figura 49 – Sensores de carga para suspensão mecânica

Fonte: (A) Knorr Bremse (2009) – (B) Wabco (2017)

Enquanto o sensor de suspensão pneumática faz a leitura direta da pressão nos bolsões de ar, estes sensores de suspensão mecânica são basicamente um mecanismo fixado com um potenciômetro na extremidade. Conforme pode ser notado na figura acima, estes sensores são compostos por hastes e componentes mecânicos que acabam por apresentar alguns modos de falha até então inexistentes nos sensores da suspensão pneumática, tais como:

- Empenamentos das hastes por impactos com detritos;
- Contaminação das articulações por impurezas abrasivas;
- Desgaste e folgas em componentes mecânicos, causado por vibrações excessivas em longo ciclo, principalmente causado pelo estado das estradas brasileiras.

Como a condição inicial de tombamento é normalmente gerada por instabilidades do semirreboque (Winkler & Ervin, 1999), a presença majoritária de veículos com suspensão mecânica utilizando estes sensores de eficiência reduzida, são estas as principais limitações técnicas que vem dificultando a implementação efetiva dos Sistemas de Controle Antitombamento nos veículos brasileiros para se atender a resolução 641:2016 do CONTRAN.

### 2.7.3 SISTEMA DE CONTROLE DE ESTABILIDADE DIRECIONAL (ESC)

Em relação ao sistema de controle de estabilidade direcional de guinada (ESC ou ESP), segundo Wabco (2017) é um sistema que detecta situações onde há uma diferença entre a trajetória real do veículo e a desejada pelo motorista. Basicamente o ESC funciona atuando automaticamente no cavalo mecânico, controlando sua aceleração e a frenagem para trazer o veículo a rota desejada. Seus principais componentes são apresentados na Figura 50. Conforme se verifica nesta figura, o ESC/ESP possui sensores exclusivos presentes apenas ao cavalo mecânico, que por sua vez não são encontrados no TEBS do semirreboque: O sensor de ângulo de volante e o sensor de guinada (*Yaw Sensor*).

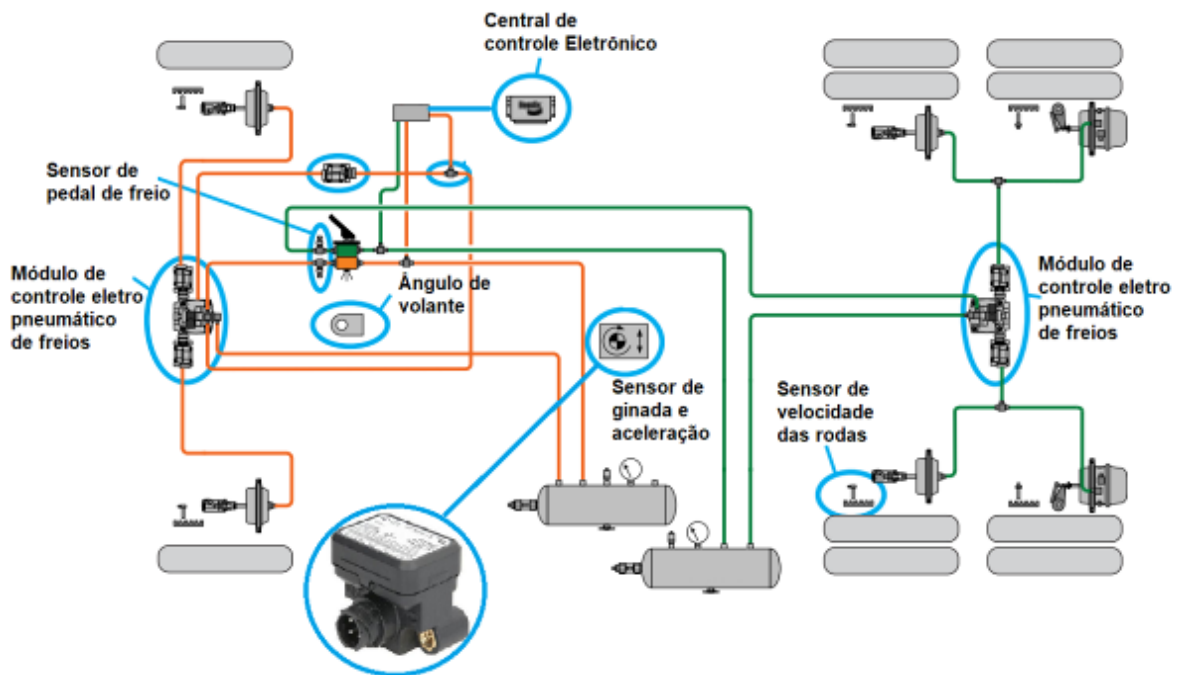


Figura 50 – Sistema ESC – Cavalo Mecânico e o Yaw Sensor (Sensor de guinada)  
 Fonte: Adaptado de Bendix (2008) e Knorr Bremse (2017)

A partir da leitura comparativa entre seu sensor de ângulo do volante e o sensor de guinada, ao detectar um escorregamento lateral do cavalo mecânico, o sistema atuará para estabilizar a trajetória do veículo trator, conforme Figura 51 abaixo.



Figura 51 – (A) Veículo em Efeito Canivete sem ESC (B) Veículo estável com ESC  
 Fonte: Adaptado de Wabco (2020)

Quando o cavalo mecânico com ESC/ESP é atrelado a um semirreboque com TEBS e comunicação via CAN, esta configuração permite a correção das instabilidades em guinada deste veículo (Efeito Canivete) também pela atuação nos freios do semirreboque, como apresentado na Figura 52. Segundo Iombriller et. al. (2019), nesta configuração o sistema antitombamento presente em ambos veículos trabalham de forma conjunta para o melhor controle das instabilidades. Nesta configuração as tomadas de decisão são feitas pela ECU do cavalo mecânico, a partir de dados providos pelos veículos da composição em comunicação via CAN.

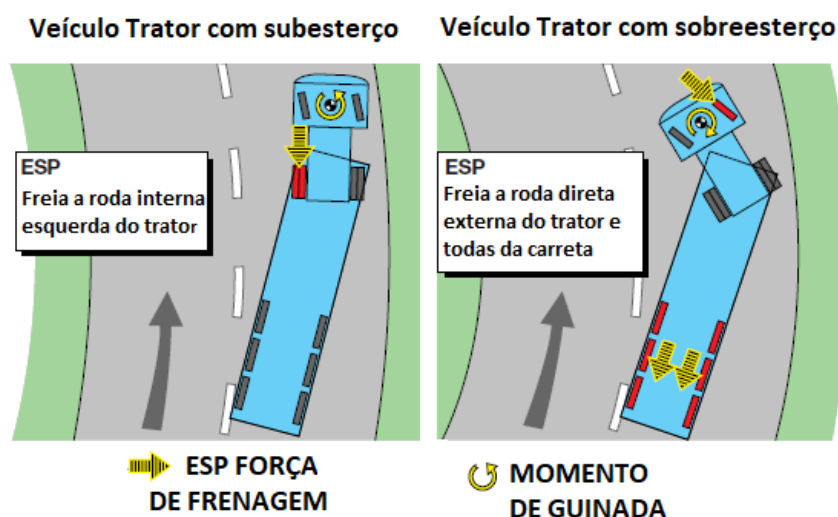


Figura 52 – Atuação do ESC em guinada  
 Fonte: Adaptado de Knorr Bremse (2002)

Na literatura, o sistema ESC é conhecido como um sistema *Full-Stability* (ou Estabilidade Total), evidenciando que de fato, esta tecnologia é a que apresenta até então, a melhor condição para o controle de estabilidade em veículos articulados. Esta condição é devido ao fato deste sistema prover um controle combinado da composição e por acrescentar o controle direcional em guinada do cavalo mecânico.

Todavia, mesmo com uma alta tecnologia embarcada e um ganho significativo em segurança que este sistema proporciona, até o momento esta tecnologia apenas irá prevenir as instabilidades em guinada do cavalo mecânico e ainda é tecnicamente incapaz de prevenir as instabilidades de guinada do semirreboque (Efeito Chicote). Sendo assim, pode-se dizer que este sistema (ainda) não proporciona a Estabilidade Total da composição conforme é dito, por haver esta lacuna tecnológica de prover também o controle direcional do semirreboque.

Para que o sistema ESC também atue no semirreboque, seria necessário verificar da mesma forma comparativa que existe no cavalo mecânico, os movimentos de guinada entre a trajetória desejada e a esperada neste veículo. Como o controle de trajetória da composição é feita pelo cavalo mecânico, a unidade tratora necessitaria saber qual a posição relativa do semirreboque (o ângulo entre os veículos) e assim atuar se necessário, também na correção de sua trajetória.

A inexistência de uma solução técnica efetiva para se prevenir o deslizamento do veículo rebocado através do ESC/ESP levou a Volvo, a desenvolver o único sistema existente no mercado, que até o momento, capaz de prevenir o Efeito Chicote: o *“Stretch Brake”*. Segundo Volvo (2012), trata-se de um sistema que depende da percepção ao risco pelo motorista para acioná-lo. Quando acionado, basicamente o veículo trator mantém os freios do reboque acionados de forma pulsativa, para evitar seu deslizamento principalmente em declives com pista escorregadia, Figura 53.



Figura 53 – Sistema *Strech Brake* da Volvo  
Fonte: Volvo (2012)

Apesar de efetivo, este sistema não se aplicaria ao Brasil. Segundo CNT (2018) a frota brasileira de caminhões é majoritariamente equipada com freios a tambor, a atuação constante e pulsada nos freios levaria assim como apresentado por este sistema levaria a um superaquecimento das lonas e por consequência, uma queda da eficiência de frenagem.

Já como este sistema é focado no mercado Europeu, a presença majoritária de freios a disco facilita o escoamento do calor gerado e a efetividade deste sistema da Volvo. Todavia é um sistema que ainda depende da ação do motorista, que necessitaria de treinamento prévio de percepção ao risco para então saber operar este sistema.

Logo, de maneira direta pode se dizer que o sistema ESC/ESP atua até o momento, de maneira “individualista” no controle direcional de guinada, por controlar única e exclusivamente esta estabilidade do cavalo mecânico e não de toda a composição. Sendo assim, o ESC é um sistema *Full-Stability* (Estabilidade Total) que ainda não proporciona estabilidade total a toda composição, assim como também apresentado por Calabrese et. Al. 2017:

*“Não há sistemas ESC disponíveis para semirreboques”* (Calabrese et. Al., 2017).

### **3 EFETIVIDADE DO SISTEMAS DE CONTROLE DE ESTABILIDADE E A NECESSIDADE DO SENSORIAMENTO DA QUINTA RODA**

Sem dúvida, mesmo com limitações, deve-se reconhecer a evolução na segurança viária que estas tecnologias atuais de controle de estabilidade proporcionaram aos veículos de carga. Iombriller et. al. (2019) apresentaram que diversos estudos preveem uma redução de cerca de 14% no índice em mortes no trânsito e de 6% em lesões corporais com a aplicação destes sistemas de controle de estabilidade. NHTSA (2015) estimou que nos Estados Unidos, ao ano cerca de 2.000 acidentes serão evitados e 50 vidas serão poupadas com a utilização destes equipamentos.

Todavia ainda há de fato, lacunas e espaços para aperfeiçoá-los em prol de deixá-los ainda mais seguros e eficientes, principalmente pensando na aplicação ao mercado brasileiro. Neste capítulo serão apresentados os estudos mais recentes sobre a efetividade destes sistemas, bem como qual é a necessidade de se haver o sensoriamento da quinta roda, em prol de preencher estas lacunas técnicas de controle de estabilidade e também visando outras aplicações para esta tecnologia.

#### **3.1 EFETIVIDADE NA PREVENÇÃO DE ACIDENTES E AO EFEITO CHICOTE**

Pesquisas sobre a efetividade dos sistemas de controle de estabilidade em veículos articulados além de complexas, são onerosas de serem desenvolvidos. Por este motivo, os estudos mais aprofundados e imparciais sobre este tema concentram-se em publicações do órgão de prevenção de acidentes americano, o NHTSA.

##### **3.1.1 EFETIVIDADE NA PREVENÇÃO DE ACIDENTES E AO EFEITO CHICOTE**

NHTSA (2015) publicou a regulamentação federal norte americana, documento conhecido como FMVSS no. 136 (*Federal Motor Vehicle Safety Standards – Padrões federais de segurança de veículos motorizados*), onde se estabeleceu a exigência sistemas de controle de estabilidade em veículos pesados nos EUA. Neste documento apresenta-se qual é a efetividade esperada para estes sistemas na prevenção de acidentes causados por instabilidades laterais: Por tombamento, em eventos de guinada (*Loss of Control*) e também por instabilidades combinadas. Estes dados baseiam-se em um estudo de Wang (2011), apresentado na Tabela 5.

Wang (2011) verificou a partir de simulação computacional, como os sistemas de controle de estabilidade se comportariam aos 159 acidentes levantados pelo estudo de Woodrooffe et al. (2009), relatados na base de dados americana de estudos sobre a causa raiz de acidentes envolvendo caminhões de grande porte, o LTCCS (*Large Truck Crash Causation Study*).



**Tabela 5 – Efetividade das tecnologias RSC e ESC frente a acidentes já registrados**

<b>TECNOLOGIA</b>	<b>TIPO ACIDENTE</b>	<b>EFETIVIDADE (%)</b>
<b>RSC (Antitombamento)</b>	<b>TOMBAMENTO</b>	37 – 53
	<b>GUINADA</b>	3 – 3
	<b>COMBINADOS</b>	21 – 30
<b>ESC+RSC (Controle Direcional + Antitombamento)</b>	<b>TOMBAMENTO</b>	40 – 56
	<b>GUINADA</b>	14 – 14
	<b>COMBINADOS</b>	28 – 36

Fonte: Adaptado de NHTSA (2015) e Wang (2011)

Em relação aos dados apresentados, verifica-se o sistema antitombamento (RSC) que é previsto de obrigatoriedade pela resolução 641:2016 do CONTRAN, apresenta uma efetividade significativa em se evitar o evento para o qual foi concebido, na prevenção do tombamento apresentou uma efetividade de cerca de 50%. Porém este apresenta uma efetividade praticamente nula (3%) aos eventos de guinada.

Já quando o RSC estiver presente e combinado com o controle direcional do cavalo mecânico (ESC), haverá uma efetividade praticamente idêntica aos eventos de tombamento e uma efetividade ligeiramente superior em eventos de guinada (14%), devido a prevenção do efeito canivete gerada por este último sistema.

Cabe ressaltar que este estudo de Wang (2011) é considerado pelo NHTSA (2015) o mais confiável e realista em relação a efetividade destes sistemas. Cabe salientar que este documento NHTSA (2015) é a regra final (*Final Rule*) da obrigatoriedade da aplicação de sistemas de controle de estabilidade em solo americano, o qual é integralmente referenciado neste estudo de Wang (2011).

Bendix (2017) – empresa do grupo Knorr Bremse e fabricante dos sistemas de controle de estabilidade, em uma discussão sobre os resultados publicados por NHTSA (2015), a empresa apontou concordância e ressaltou que de fato, existem limitações técnicas que justificam a efetividade apresentada. A empresa ponderou que alguns fatores contribuintes aos acidentes os tornam impossíveis de serem controlados mesmo com todo o avanço tecnológico, tais como ocasionados pela geometria da via e/ou por imprudência do motorista.

Bendix (2017) também observou que nos EUA, houve de fato, uma redução de acidentes muito menor que o esperado pela empresa no período entre 2008 e 2015. Mesmo com estas tecnologias já em comercialização, a redução observada foi de apenas 4% em tombamentos e 10% por acotovelamento (Efeito Canivete), conforme Tabela 6. Bendix (2017) aponta que a divergência de tecnologias entre os veículos em uma mesma composição e o envelhecimento da frota americana são os principais fatores que impediram uma maior eficácia de seus sistemas na prevenção de acidentes durante este período.



**Tabela 6 – Redução do número de tombamentos/acotovelamentos nos EUA – 2008 a 2015**

	Tombamentos por 100 milhões de milhas percorridas	Acotovelamento (Efeito Canivete) por 100 milhões de milhas viajadas
2008	3.63	1.67
2015	3.48	1.51
%	-4%	-10%

Fonte: Adaptado de Bendix (2017)

Cabe ressaltar que estes são estudos baseados no cenário americano, onde se apresenta um cenário mais favorável que no Brasil, por haver melhor manutenção geral da frota e uma malha rodoviária em bom estado de conservação. Outro ponto é que nos EUA não há grande presença de veículos longos e biarticulados assim como no Brasil, o que evidencia a preocupação sobre a possibilidade desta efetividade ser ainda menor em nosso país. Para as configurações de veículos tipicamente brasileiras e demais condições específicas do nosso país, uma breve avaliação da efetividade destes sistemas é apresentada nas próximas sessões.

### 3.1.2 EFETIVIDADE NA PREVENÇÃO DO EFEITO CHICOTE – TRAILER SWING

Em observância a Tabela 5, nota-se que quando o veículo for dotado de apenas o sistema antitombamento (RSC), este apresenta uma eficiência de apenas 3%, para evitar eventos de guinada. Como o ângulo de rolagem é nulo durante eventos de guinada (Yang et. al. 2015) e também como podem correr com valores de aceleração bem abaixo do SRT (Winkler & Ervin, 1999), torna-se de fato, impossível de serem detectados pelo RSC, o que pode justificar esta baixíssima eficiência.

Mesmo também com a presença do ESC, a efetividade continua baixa (em 14%), uma vez que, conforme dito, este sistema apenas previne as instabilidades em guinada do cavalo mecânico e não de toda composição. Barickman et. Al. (2013) um estudo da NHTSA, apresentaram uma tabela com os dados controlados de entrada e saída pelas tecnologias, evidenciando a falta de controle de guinada ao semirreboque mesmo com a presença do ESC, conforme Tabela 7.

**Tabela 7 - Dados de entrada e saída controlados pelos sistemas**

TECNOLOGIA DE CONTROLE DE ESTABILIDADE PRESENTE NA COMPOSIÇÃO	Dados Entrada				Ações de Saída			
	Velocidade Rodas	Aceleração Lateral	Ângulo de Volante	Taxa de Guinada	Redução da aceleração	Frenagem do semirreboque	Controle Rolagem	Controle Guinada
Cavalo Mecânico com ESC e RSC (Controle de Guinada e Rolagem)	X	X	X	X	X	X	X	X
Cavalo Mecânico com RSC (Controle de Rolagem)	X	X			X	X	X	
Semirreboque com TEBS (e ESC) (Controle de Rolagem e Frenagem)	X	X				X	X	

Fonte: Adaptado de Barickman et. Al. (2013)

Em um estudo de Brown et. al. (2009) também conduzido pelo NHTSA, também ponderou que eventos de guinada tipo *Trailer Swing* são de fato, muito difíceis de serem controlados, mesmo com todas as tecnologias embarcadas.

Verificando o estudo de Woodrooffe et. al. (2009) e os 159 acidentes plausíveis de serem controlados pelos sistemas de controle de estabilidade, verificou-se que o ESC poderia evitar apenas cerca da metade dos acidentes que envolvem guinada, onde ocorreram o Efeito Canivete. O que chamou a atenção do autor é que, conforme pode ser aferido na Tabela 8 abaixo, a metade destes acidentes foram causados por Efeito Chicote, onde o ESC não irá atuar.

**Tabela 8 – Acidentes por eventos de guinada plausíveis de controle**

	ACIDENTES POR EVENTOS DE GUINADA	EVENTOS COMBINADOS (GUINADA+TOMBAMENTO)	EFEITO CANIVETE (JACKKNIFE)	EFEITO CHICOTE (TRAILER SWING)
ACIDENTES	46	16	16	14
% DO TOTAL	29%	10%	10%	9%

Fonte: Autor

Woodrooffe et. al. (2009) apontou neste aprofundado estudo que, conforme evidenciado nesta dissertação, este tipo de acidente ocorre de forma muito mais comum que o esperado, e que os sistemas atuais não serão capazes de detectar, nem de corrigir:

*“O Trailer Swing foi citado como a primeira ocorrência de evento nas narrativas do LTCCS com mais frequência do que o painel esperava. Esta é uma forma de instabilidade em guinada que a tecnologia não consegue detectar nem corrigir.” Woodrooffe et. al. (2009)*

Portanto, pelos pontos apresentados pode-se concluir que os sistemas atuais de controle de estabilidade apresentarão efetividade nula ao Efeito Chicote, que representam cerca de 50% dos acidentes causados por instabilidade em guinada. Este ponto evidencia uma lacuna de efetividade destes sistemas.

### 3.2 EFETIVIDADE DO CONTROLE DE ESTABILIDADE NO CENÁRIO BRASIL

Por se tratar de um país com forte dependência do modal rodoviário, o Brasil possui algumas configurações e características específicas em seus veículos de carga, algumas bem divergentes do restante do mundo, principalmente do mercado europeu e americano. Nesta sessão, apresenta-se uma discussão sobre estas divergências técnicas dos veículos do nosso país e o que se espera em relação a efetividade dos sistemas de controle de estabilidade, considerando este cenário.

#### 3.2.1 EFETIVIDADE EM VEÍCULOS BRASILEIROS: BITRENS E RODOTRENS

Uma configuração muito comum no Brasil é veículos de carga biarticulados, mais especificamente os bitrens e rodotrens (Figuras 54 e 55 respectivamente). Segundo Guia do TRC (2020) temos as seguintes definições para estes veículos:

*“Bitrem é uma combinação de veículos de carga composta por um total de sete eixos, o que permite o transporte de um peso bruto total combinado PBTC de 57 toneladas. Os semirreboques dessa combinação são interligados por um engate do tipo B (quinta-roda) e podem ser tracionados por um cavalo-mecânico 6x2 (trucado).” Guia do TRC (2020).*



Figura 54 – Semirreboque tipo bitrem  
Fonte: GUIA DO TRC (2020)

*“Rodotrem é uma combinação de veículos de carga (dois semirreboques) composta por um total de 9 eixos que permite o transporte de um peso bruto total combinado (PBTC) de 74 toneladas. Os dois semirreboques dessa combinação são interligados por um veículo denominado dolly, que possui a característica de acoplar no semirreboque dianteiro por um engate automático e com cambão e fazer a ligação com o semirreboque traseiro através de um engate do tipo B (quinta-roda), essa combinação só pode ser tracionada por um cavalo-mecânico 6x4 (traçado) e necessita de um trajeto definido para obter Autorização Especial de Trânsito (AET).” Guia do TRC (2020).*



Figura 55 – Semirreboque tipo rodotrem  
Fonte: Adaptado de Rodotécnica (2020)

Basicamente, o que diferencia um bitrem para um rodotrem são o número de eixos e a presença do veículo intermediário Dolly. A vantagem do rodotrem é que os semirreboques podem ser intercambiáveis entre si, enquanto um bitrem não permite a troca do primeiro com o segundo semirreboque. Ambas configurações podem possuir até 30 metros de comprimento total, neste caso e quando não houver Dolly intermediário, esta configuração é popularmente conhecida como “bitremzão”.

De fato, veículos mais longos e com maior capacidade de carga são mais rentáveis ao transportador e por este motivo, estão cada vez mais presentes em nossa frota. Os biarticulados podem representar uma redução de custos em relação as carretas simples, além de apresentarem uma eficiência maior inclusive ambiental.

Para se transportar por exemplo 1000 toneladas de carga, seriam necessários 19 biarticulados, contra 67 em carreta simples (Melo, 2014). Guia do TRC (2020) ainda apresentou uma tabela com os ganhos econômicos que estes veículos apresentam ao transportador em relação ao conjunto com apenas um semirreboque, Tabela 9.

**Tabela 9 – Ganhos econômicos com o uso do bitrem e rodotrem**



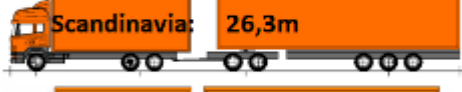


Implemento	carga líquida	Vantagens das CVCs			
		Acréscimo de carga Transportada		Economia de Combustível	Economia de Pneus
		bitrem	rodotrem	bitrem	bitrem
Carreta Convencional - cavalo	25,0	48%	100%	34%	40%

Fonte: Adaptado de Guia do TRC (2020)

Todavia, esta maior efetividade tem seu preço, conforme apresentado por Ervin (1984) quanto mais unidades rebocadas, maior será a Amplificação Traseira. A frota crescente deste tipo de veículos no Brasil levanta uma importante preocupação sobre qual será a efetividade dos sistemas atuais de controle de estabilidade para estas configurações. Conforme já demonstrado, veículos mais longos e com maior número de articulações estão mais susceptíveis às instabilidades de guinada.

Wideberg (2009) apresentou um estudo comparativo com as características dinâmicas de cada tipo do veículo em acordo com a legislação do país na Tabela 10. O estudo apresenta a Amplificação Traseira e grau de Amortecimento em Guinada de cada um destes veículos. Quanto maior a amplificação traseira e menor amortecimento de guinada pior a condição de estabilidade do veículo. Segundo Guia do TRC (2020), a configuração de carreta simples brasileira (cavalo mecânico e semirreboque) possui um comprimento máximo de 18,6 metros, com normalmente três eixos no semirreboque sendo tracionado por um caminhão 4x2 ou 6x2, uma configuração similar a configuração Europeia (EU) da Tabela 10.

**Tabela 10 – Amplificação Traseira e Amortecimento de Guinada em veículos por país.**

	Amplificação Traseira	Amortecimento à guinada	
US	1.18	0.55	
EU	1.29	0.50	
Scandinavia	1.81	0.39	
South Africa	1.56	0.22	
Brazil	1.88	0.36	

Fonte: Adaptado de Wideberg (2009)

A configuração “*Brazil*” se refere ao nosso bitrem com 19,8 metros. Entre os veículos comparados no estudo, este apresentou uma das piores condições de estabilidade veicular: A maior amplificação traseira e um dos mais baixos índices de amortecimento às instabilidades de guinada. Esta constatação de Wideberg (2009) vai de encontro com o que foi verificado também por Ervin (1984), que afirmou que uma composição veicular com veículos rebocados mais curtos tenderá a apresentar maior Amplificação Traseira e maior grau de instabilidade.

Melo (2004) realizou um estudo sobre a Amplificação Traseira em veículos brasileiros biarticulados, onde verificou o comportamento de suas acelerações laterais durante manobras evasivas em diversas condições de carga. Melo (2004) apresentou na Figura 56, um comparativo entre a estabilidade do o bitrem brasileiro de 19,8 metros carregado (A) e o Rodotrem de 30 metros também carregado nesta situação de manobra evasiva.

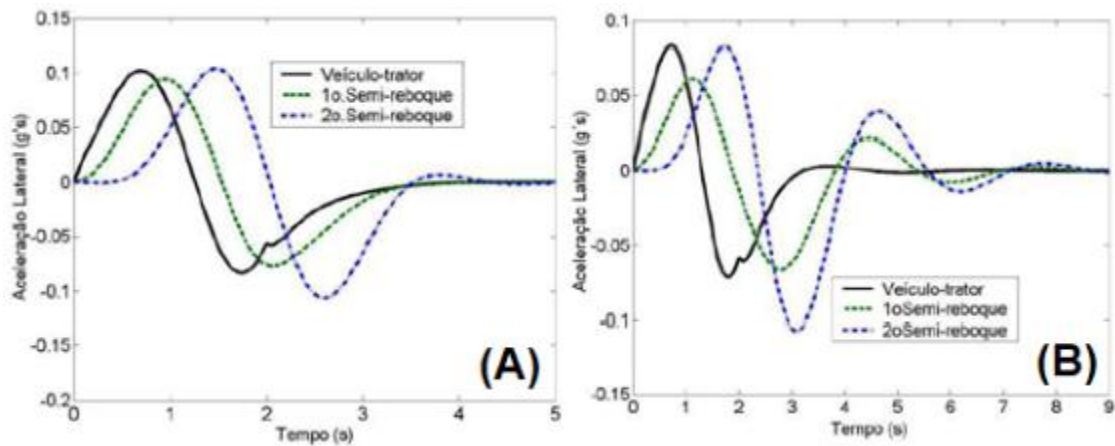


Figura 56 – Comportamento de um bitrem carregado (A) – Rodotrem carregado (B)  
 Fonte: Adaptado de Melo (2004)

Nota-se que ambos os veículos apresentaram instabilidades laterais nesta manobra, sendo o rodotrem, devido ao seu longo comprimento, o mais instável e propenso ao Efeito Chicote. Melo (2014) também simulou a pior situação possível de instabilidade nestes veículos, um rodotrem apenas carregado apenas no último semirreboque, Figura 57. É notável que haverá uma instabilidade da composição excessiva nesta configuração. Conforme imagem representativa ao lado.

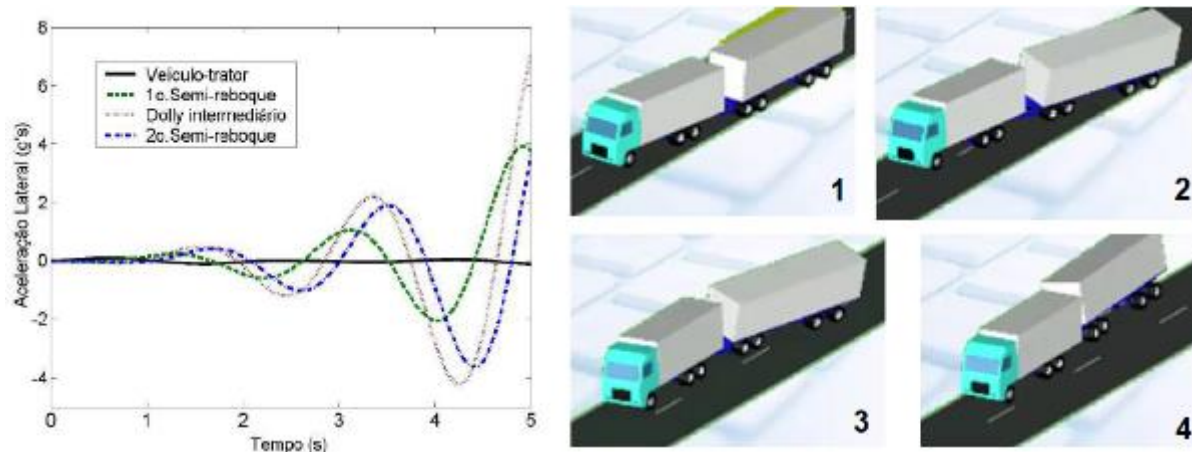


Figura 57 – Comportamento rodotrem 30 metros com apenas último semirreboque carregado  
 Fonte: Adaptado de Melo (2004) e Melo (2014)

A grande concentração da carga no segundo semirreboque, dependendo das condições da via, pode levar ao tombamento direto apenas deste veículo. Pé na Estrada (2016) registrou um acidente com um rodotrem tombando em uma reta sem motivos aparentes e em pista seca, aparentemente causado pelo acondicionamento de carga concentrada no segundo semirreboque, Figura 58.





Figura 58 – Tombamento do segundo semirreboque de um rodotrem  
 Fonte: Pé na Estrada (2016)

Para se evitar este tipo de instabilidade ao tombamento causado pela alta amplificação lateral, o sistema RSC necessita ser instalado na extremidade traseira de ambos os semirreboques, conforme orientado por Knorr Bremse (2019). Segundo Melo (2014), esta alta amplificação lateral no segundo semirreboque é tão excessiva e impactante que em alguns casos chega-se a arrancar o pino rei do segundo semirreboque (Figura 59) ou até mesmo chega a desatrelar o veículo.



Figura 59 – (A) 2º Pino rei arrancado e (B) Desatrelamento do segundo semirreboque  
 Fonte: Adaptado de Melo (2014)

Hongguo (2015) verificou que veículos biarticulados, além da alta amplificação traseira, apresentam uma alta taxa de mudança angular no segundo semirreboque durante as manobras evasivas, com valores próximos a 40 graus/s, Figura 60.

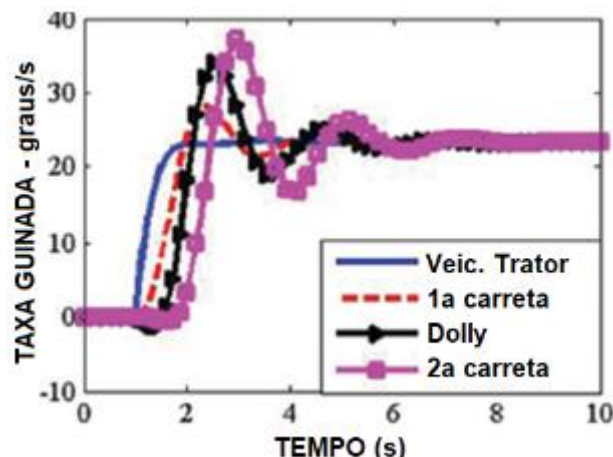


Figura 60 – Comportamento da taxa de mudança do ângulo de guinada em um rodotrem  
 Fonte: Adaptado de HONGGUO et. Al. (2015)



Com a pista escorregadia, Winkler et. Al. (1992) apresentaram que veículos multiarticulados, devido a esta alta amplificação lateral, estão muito propensos às instabilidades de guinada e ao escorregamento lateral do segundo semirreboque. Condição verificada por Truck Vision (2019), de um quase acidente envolvendo um bitrem durante frenagem de emergência com pista escorregadia, Figura 61 abaixo.

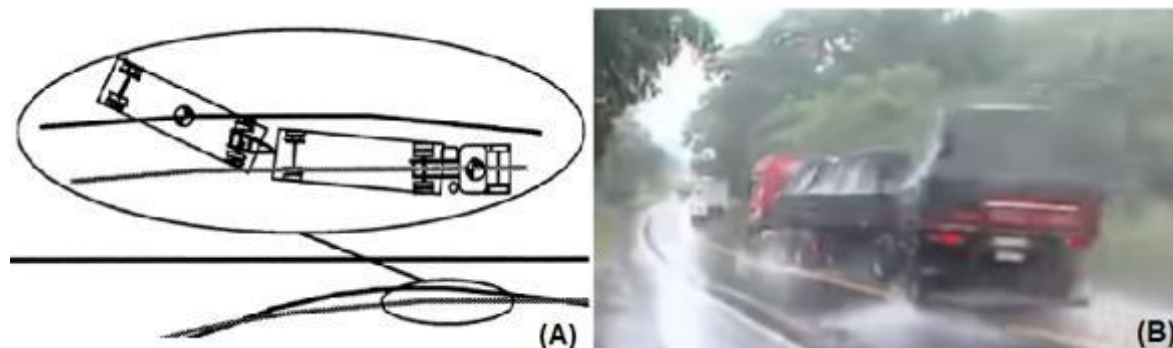


Figura 61 – Efeito Chicote em biarticulados em pistas escorregadias  
Fonte: (A) Winkler et. Al. (1992) e (B) Truck Vision (2019)

Pelos estudos apresentados, foi possível aferir que tanto o bitrem como rodotrem são veículos muito susceptíveis as instabilidades laterais, devido à alta amplificação traseira apresentada. Estes veículos apresentam as piores condições possíveis para os sistemas de controle de estabilidade veicular. Em relação a efetividade dos sistemas de controle de estabilidade pode se afirmar que serão de fato, menos efetivos quando em aplicados biarticulados, principalmente na função de controle direcional em guinada.

Para estes tipos de veículos é esperável que apresentem uma efetividade do controle de estabilidade menor que ao apresentado na Tabela 5, a qual foi realizada utilizando dados de acidentes ocorridos exclusivamente em veículos com articulação simples. Esta redução de efetividade é expressada inclusive pelo próprio fabricante do sistema Bendix (2015), que ponderou uma advertência no manual do produto:

*“O sistema ESP Bendix com o controlador EC-80 é projetado e otimizado para caminhões tratores que rebocam uma única carreta. Se o caminhão trator equipado com Bendix ESP, é usado para tracionar combinações com múltiplos reboques (...) a eficácia do sistema ESP Bendix **pode ser bastante reduzida**. É sempre necessária uma condução extremamente cuidadosa ao rebocar bi e triarticulados. Velocidade excessiva e manobras agressivas – como curvas acentuadas, entradas repentinas ou mudanças bruscas de faixa – devem ser evitadas” (Bendix, 2015).*

### 3.2.2 EFETIVIDADE EM VEÍCULOS BRASILEIROS: CEGONHEIRAS

Além dos biarticulados, ressalta-se também uma preocupação da aplicação dos sistemas de controle de estabilidade em outra configuração tipicamente brasileira: As carretas cegonheiras. Para este tipo de veículo houve uma recente atualização de sua regulamentação que alterou o seu comprimento total máximo (cavalo mais semirreboque) de 22,40 para 23 metros (735:2018 do CONTRAN).

Mesmo que aparentemente este veículo possa apresentar um comprimento similar ao veículo “US” do estudo de Wideberg (2009) da Tabela 10, esta resolução criou uma configuração que até então é inexistente em outros países: Um veículo muito longo de carroceria aberta ausente de uma segunda articulação, muito leve quando vazio e com comportamentos torcionais relevantes quando carregado.

Por serem leves quando vazias, as torna muito susceptível ao Efeito Chicote nesta condição, assim como ocorrido no acidente de Santa Catarina da Figura 6. Outro detalhe específico das cegonheiras é esta que pode ser carregada de maneira diversa, fazendo-a apresentar uma a posição flutuante do CG da carga, que varia de acordo com a disposição e modelos dos veículos transportados, Figura 62.

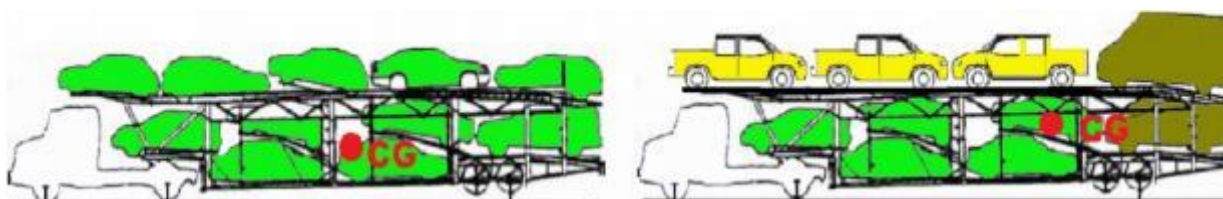


Figura 62 – CG flutuante da cegonheira devido a posição da carga  
Fonte: Autor

A disposição de veículos mais pesados na parte traseira (Figura 63-A), deixa a cegonheira com o CG mais alto e mais à traseira. Conforme disposto por Ervin (1984), esta configuração gera maior uma Amplificação Traseira e uma consequente maior predisposição ao tombamento. Sua longa estrutura aberta com dois andares de plataforma, quando submetida às cargas dinâmicas, segundo Schmidt. et. al.,2002 apresentarão um comportamento torcional relevante, conforme Figura 63-B.



Figura 63 – Cegonheira com carga de veículos pesados na extremidade  
Fonte: Do Autor e G1 (2013)

Por estes pontos, verifica-se que as cegonheiras também são veículos muito susceptíveis às instabilidades laterais. Além deste ponto, devido a dinâmica de logística de entrega de veículos, as cegonheiras rodam praticamente metade do tempo carregadas, e outra metade vazias durante o retorno a até a sua base de carregamento. Esta divergência do comportamento dinâmico do veículo quando vazio e carregado, combinado com a posição flutuante do CG da carga, também reduzirão a efetividade do controle de estabilidade, devido principalmente à dificuldade de parametrização do sistema para todas as condições operacionais.

### 3.2.3 INFLUÊNCIAS DAS CONDIÇÕES DAS ESTRADAS E TIPO DE PNEUS

Oliveira (2018) apresentou que cerca de 23% dos acidentes em pista molhada ocorrem por aquaplanagem. Conforme CNT (2018), grande parte da nossa malha rodoviária apresenta algum tipo de falha geométrica, más condições e/ou trechos remendados assim como apresentado na Figura 64, duas condições comuns de vias brasileiras: A primeira causada pelo alto tráfego de veículos pesados, gerando sulcos no asfalto. Já a segunda apresenta um empossamento logo antes de um trecho sinuoso. Segundo Kunzler (2018), vias com presença de afundamentos e ondulações podem formar poças de água e nesta condição, uma pequena aceleração lateral pode ser suficiente para se vencer o baixo atrito da via com água acumulada, levando o veículo a aquaplanar e deslizar.



Figura 64 – Pista (A) com afundamento e (B) empossamento antes da curva  
Fonte: Adaptado de Kunzler (2018)

Já em relação a configuração de pneus, no Brasil é comum o uso do rodado duplo (dois pneus estreitos – Figura 65 B), enquanto nos EUA e na Europa é majoritário o uso do pneu *single* (um pneu largo – Figura 65 A). O Pneu *Single* apresenta diversas vantagens do ponto de vista da segurança: Por serem mais largos possuem maior área de contato com o solo, proporcionando maior estabilidade e aderência. Segundo Pezoldt et. Al. (1992) o Pneu *Single* também apresenta maior segurança em situações de aquaplanagens. Com uma mesma configuração de carga, a velocidade necessária para aquaplanar é maior se comparado com a configuração de duplo rodado, conforme gráfico da Figura 65 abaixo.

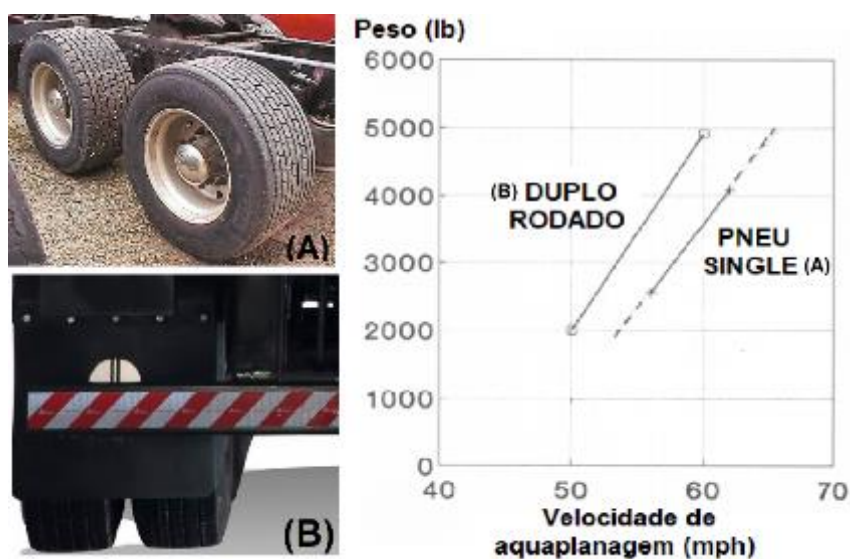


Figura 65 – Velocidade de aquaplanagem pelo tipo do rodado e carga  
Fonte: Adaptado de Franzese et. Al. (2010) e Pezoldt et. Al. (1992)



Porém para o transportador brasileiro a utilização do duplo rodado ainda é preferível. O maior fator limitante em nosso país é a resolução 62:1998 do CONTRAN. Como o pneu mais largo apresenta uma maior pressão ao solo, esta resolução tornou obrigatória a utilização de suspensão pneumática para veículos com este tipo de rodado, de forma a evitar a deterioração do pavimento.

Conforme dito anteriormente a utilização da suspensão pneumática, devido às condições de nossas vias, apresentará uma robustez inferior em comparação com a suspensão mecânica. Outra peculiaridade do rodado duplo é a possibilidade de divergência de calibração entre pneus na mesma montagem. Esta diferença de pressão e temperatura, muitas vezes imperceptível ao motorista, pode levar o veículo a perder aderência devido a divergência de pressão ao solo, Figura 66.

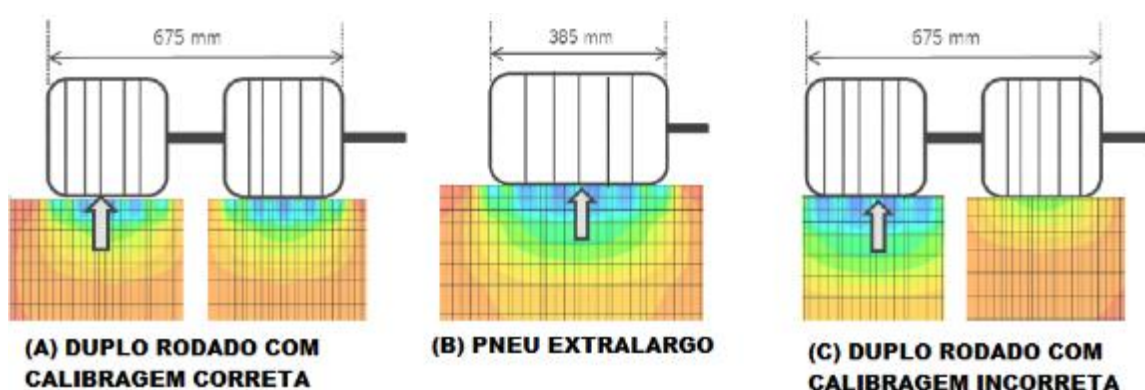


Figura 66 – Pressão dos pneus com o solo de acordo com o tipo do rodado  
 Fonte: Adaptado de Vale et. Al. (2017)

Autoesporte (2004) realizou um teste com um ônibus que utilizava duplo rodado no eixo traseiro. No teste, a pressão dos pneus internos era menor que dos pneus externos. Sem conhecimento desta condição, o motorista tentou realizar uma curva a 40 km/h. O resultado foi a perda de aderência devido à falta de contato do pneu interno com o solo, que chegou a se deformar durante a conversão, Figura 67. Esta situação apresentada também poderá ocorrer em veículos de carga, também utilizam mesma configuração de pneus de duplo rodado assim como os ônibus.



Figura 67 – (A) Instabilidade em guinada do ônibus (B) Pneu deformado durante conversão  
 Fonte: Adaptado de Autoesporte (2004)


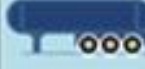

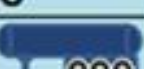

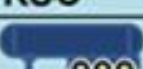
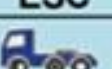
Logo, a presença de uma malha viária deficitária, combinado com uma utilização maciça de pneus em duplo rodado (características não presentes nos mercados americano e europeu) gerarão uma condição ainda mais propensa às instabilidades de guinada nos veículos articulados do nosso país.

### 3.2.4 O CONTROLE DE ESTABILIDADE NA FROTA EM CIRCULAÇÃO

lombriller et. Al. (2019) salientaram a importância da prevenção de instabilidades que ocorrem de forma combinada em composições veiculares (CVCs). É conhecido que o semirreboque e o cavalo mecânico são concebidos por fabricantes distintos e por este motivo podem apresentar níveis tecnológicos divergentes em uma mesma composição. Segundo os autores, esta divergência tecnológica dificulta a atuação de sistemas que necessitam dispositivos em todas unidades veiculares, como o ESC.

A Tabela 11 indica quais sistemas de controle de estabilidade estarão em operação, mesmo com o atrelamento entre veículos com divergência tecnológica. Faz-se importante o conhecimento destas possibilidades de combinações para desta forma, será possível compreender qual a efetividade dos sistemas de controle de estabilidade no cenário brasileiro de frota legada, em veículos ainda em circulação.

Tabela 11 - Integração de caminhões articulados com tecnologias divergentes

VEÍCULOS		SISTEMAS EM OPERAÇÃO				
		ABS		EBS-RSC		ESC
						
ABS	-	SIM				
	ABS	SIM	SIM			
	TEBS	SIM	SIM		SIM	
EBS	-	SIM		SIM		SIM
	ABS	SIM	SIM	SIM		SIM
	TEBS	SIM	SIM	Integrável via CAN		SIM
-	ABS		SIM			
	TEBS		SIM			

Fonte: Adaptado de Wabco (2019)

A partir das possibilidades apresentadas tabela acima, as seguintes características de controle de estabilidade serão verificadas nas condições a seguir:

- **PRESENÇA DO ABS NO CAVALO MECÂNICO:**

Obrigatório em veículos fabricados a partir de 2013. Quando atrelado, o ABS do cavalo mecânico atua de forma independente do semirreboque e das tecnologias nele presente. Atua inclusive enquanto o veículo circular desengatado.

- **PRESENÇA DO ABS NO SEMIRREBOQUE:**

Também obrigatório em veículos fabricados a partir de 2013. O ABS do semirreboque atua de forma independente ao do cavalo mecânico, sem troca de informações com o mesmo, e para seu funcionamento necessita estar energizado de forma constante. Por este motivo foi normalizado pela ABNT NBR 10966-1:2015, uma linha de alimentação elétrica entre o cavalo mecânico e o semirreboque exclusiva para alimentar o sistema ABS da carreta e permitir seu funcionamento, mesmo quando o ABS do cavalo mecânico estiver inoperante.

- **PRESENÇA DO EBS/ESC NO CAVALO MECÂNICO:**

Atua independentemente do semirreboque, mesmo quando atrelado em veículos defasados sem nenhuma tecnologia. Entregará ao cavalo mecânico a função do controle de frenagem (ASR), do antitombamento (RSC/RSP), podendo entregar também o controle de estabilidade direcional (ESC) quando este estiver equipado.

- **PRESENÇA EBS NO SEMIRREBOQUE (TEBS):**

Atua de forma independente, necessitando apenas que seja atrelado em cavalos mecânicos que possuam no mínimo o ABS com a linha de alimentação para o sistema. Nestes casos o sistema entregará ao semirreboque o controle de frenagem eletrônica (EBS) e de rolagem (RSC). Quando atrelado em cavalos mecânicos mais defasados sem nenhuma tecnologia, entregarão apenas a funcionalidade do ABS.

- **PRESENÇA EBS NO CAVALO MECÂNICO E NO SEMIRREBOQUE (TEBS):**

Apresenta-se o melhor cenário atualmente disponível para o controle de estabilidade da composição veicular. Se ambos possuem os sistemas EBS/TEBS, haverá comunicação entre veículos via CAN (*Controller Area Network* ou Área de Controle Comunicada), permitindo o monitoramento integrado da composição. Neste cenário haverá atuação do controle de frenagem (EBS) e de rolagem (RSC) em ambos veículos, gerenciado de forma conjunta. Já o controle de estabilidade direcional em guinada (ESC) apenas ao cavalo mecânico, podendo atuar no semirreboque, para a estabilização do veículo trator.

Conforme apresentado por CNT (2018), a frota brasileira é envelhecida e a renovação de veículos é lenta. O que de fato ocorrerá com mais frequência no cenário Brasil é principalmente a combinação de um cavalo mecânico novo, atrelado a um semirreboque tecnicamente obsoleto. A falta de uma convergência tecnológica entre veículos e/ou de soluções para integrá-las de forma efetiva em todos os cenários, sem dúvida fará com o que a efetividade destes sistemas também seja reduzida na frota legada. Apenas será possível encontrar o melhor cenário de efetividade, quando houver o EBS/TEBS em todos os veículos da composição, nas demais, a atuação dos sistemas de estabilidade será limitada. Desta forma, pode-se dizer que por um longo período, assim como apontado nos EUA por Bendix (2017), é esperável pouca redução nos índices de acidentes devido à esta cadência de renovação de frota no país.



### 3.2.5 VALIDAÇÃO DOS SISTEMAS DE ESTABILIDADE NO BRASIL

lombriller et. Al. (2019) ainda levantaram outra importante questão: mesmo com a exigência destas tecnologias pela legislação 641:2016 do CONTRAN, até o prezado momento, inexistente um padrão ou norma brasileira que especifique testes de validações para estes sistemas, principalmente que comprove seu desempenho em configurações de semirreboques nacionais. A legislação apenas aponta que o desempenho dos sistemas deve estar de acordo com normas internacionais, seja a FVMSS no. 136 – NHTSA (2015) ou o Anexo 21 da Resolução no. UN R13 – UNECE, (2015).

No Brasil, os fabricantes são considerados *Self Approval* (auto certificadores) ou seja, cabem as próprias empresas testarem e garantirem que seus veículos fabricados e comercializados estarão dentro das regulamentações indicadas.

A preocupação maior de lombriller et. al. (2019) e do autor desta dissertação deve-se ao fato de conforme apresentado, veículos brasileiros possuem configurações específicas que podem não estarem cobertos pelos testes previstos nestas legislações. Tanto a norma americana FVMSS no. 136 quanto a europeia UN R13 foram elaboradas visando as configurações de veículos e das estradas destas regiões, por este motivo poderão não ser efetivas para simular de forma condizente, as situações brasileiras. Seria necessário e indicado portanto, que houvesse uma legislação ou norma brasileira que cobrisse estas lacunas, indicando testes condizentes com a tipologia da frota e as condições das estradas brasileiras.

### 3.3 A NECESSIDADE DO SENSORIAMENTO DA QUINTA RODA

As necessidades atuais de segurança viária e a limitação dos atuais sistemas de controle de estabilidade em se detectar o Efeito Chicote (*Trailer Swing*), evidenciam a necessidade de se haver um sensor na articulação do veículo, que apresente confiabilidade e precisão.

Segundo um estudo da NHTSA com a Mercedes Benz, Svenson et. Al. (2015), apresentaram que a detecção do ângulo entre o cavalo mecânico e o semirreboque é dado essencial. Svenson et. Al. (2015) apresentam que uma vez conhecido o valor do ângulo entre veículos é possível se determinar sua trajetória e uma posição cartesiana do CG dos veículos rebocados. Em outro estudo de Saxe (2017), o autor fez a seguinte afirmação sobre a medição angular em veículos articulados, sobre esta necessidade desta medição para se evitar o Efeito Chicote:

*“É claro que o ângulo da articulação é a variável mais importante para detecção e controle de instabilidades de guinada, independentemente dos métodos de atuação e controle empregados” Saxe (2017).*

Na sequência serão apresentadas as necessidades e motivações de se haver o sensoriamento na quinta roda para cada aplicação e mercado de sistemas para os veículos articulados.

### 3.3.1 PARA O CONTROLE DE ESTABILIDADE

As necessidades atuais de segurança e a efetividade limitada dos sistemas de controle atuais, evidenciam a necessidade de se haver um monitoramento da articulação do veículo. Abaixo apresenta-se os motivos que criam a demanda para um sensor que apresente precisão, independência e prática aplicação à quinta roda:

- O TEBS é incapaz de detectar movimentos de guinada na carreta:

- O sistema TEBS com Antitombamento (RSC) apenas detecta a Aceleração Lateral e as velocidades das rodas do semirreboque (Barickman et Al., 2013);

- Em relação a aceleração lateral, enquanto o tombamento ocorre normalmente a 0,4 g (Gilliespie, 1992), o Efeito Chicote, dependendo das condições de atrito, pode ocorrer com apenas 0,1 g de aceleração lateral (Chinn et. Al., 1972), valor idêntico ao de uma conversão tradicional (Milani et. Al. 2012);

- O ângulo de rolagem do semirreboque é nulo durante o Efeito Chicote. (Yang et. Al. 2015 e Suh et. Al. 2000), conforme Figura 35 e replicado na Figura 68:

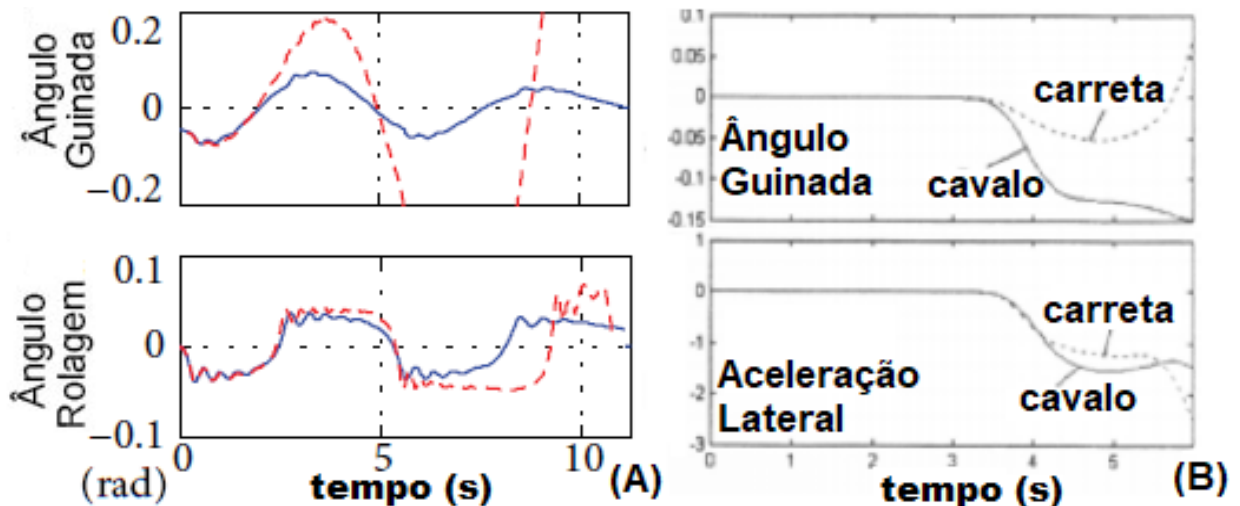


Figura 68 – Ângulo de guinada (*slip*) e ângulo de rolagem (*roll*) em Efeito Chicote  
Fonte: Adaptado de (A) Yang et. Al. (2015) e (B) Suh et. Al. (2000)

- Sem sensores e sistemas específicos para este controle, torna condições de instabilidade em guinada de impossível detecção via atual sistema EBS.

- O ESC apenas controla movimentos de guinada do cavalo mecânico:

- O sistema de controle direcional de guinada (ESC) tem atuação limitada apenas ao cavalo mecânico, comparando sua trajetória real com a desejada, a partir de sensores presentes apenas neste veículo (Knorr Bremse, 2017);

- O comportamento dinâmico do veículo de articulação simples é divergente de um biarticulado, Figura 69. No biarticulado, a amplificação traseira é maior e este está mais propenso ao Efeito Chicote que ao Tombamento (Luijten, 2010; Melo, 2004).

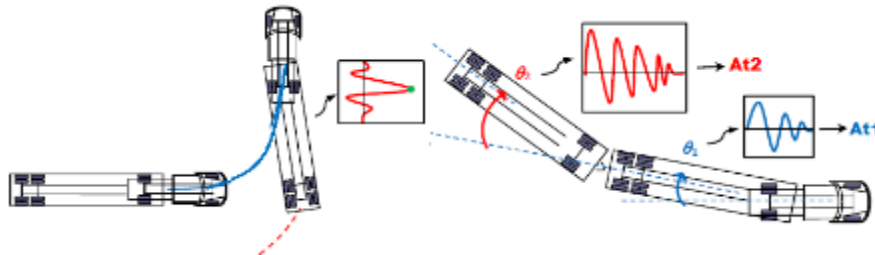


Figura 69 – Divergência entre o comportamento de composições veiculares  
 Fonte: Adaptado de Kharrazi (2012)

– O sistema de controle de guinada (ESC) atual é ineficiente para veículos multiarticulados como bitrens e rodotrens. Todavia, se houver o conhecimento dos ângulos de suas articulações torna-se um cenário possível (Islam et. Al., 2014).

– Até o prezado momento, só é possível o ESC detectar algum tipo de instabilidade do semirreboque se houver comunicação via CAN com o cavalo mecânico.

● Para o controle de guinada do semirreboque é essencial conhecer o ângulo:

– Saxe (2017), Chu et. Al. (2010), Chen et. Al. (2011) e Bouteldja et. Al. (2011) afirmam que a variável fundamental para prevenção de instabilidades em guinada é o ângulo da articulação. Segundo estes autores, métodos de estimativa do ângulo por outros sensores são apenas paliativos, utilizados devido à falta de uma solução comercial de medição angular que seja prática e acessível;

– Métodos matemáticos estimativos de ângulos das articulações além de complexos, dependerem de uma série de variáveis provenientes do semirreboque, exigirem o conhecimento da condição de atrito entre os pneus e via, também não são aplicáveis a veículos multiarticulados;

– Para controlar a estabilidade em guinada do semirreboque, assim como no cavalo mecânico é essencial saber se o veículo está cumprindo a trajetória esperada. Todavia a trajetória esperada para um semirreboque basicamente é o cumprimento de uma rotação angular a partir de um determinado comando do cavalo mecânico. Bouteldja et. Al. (2011) e Chen et. Al. (2011) apresentaram o diagrama de blocos para este controle, Figura 70.

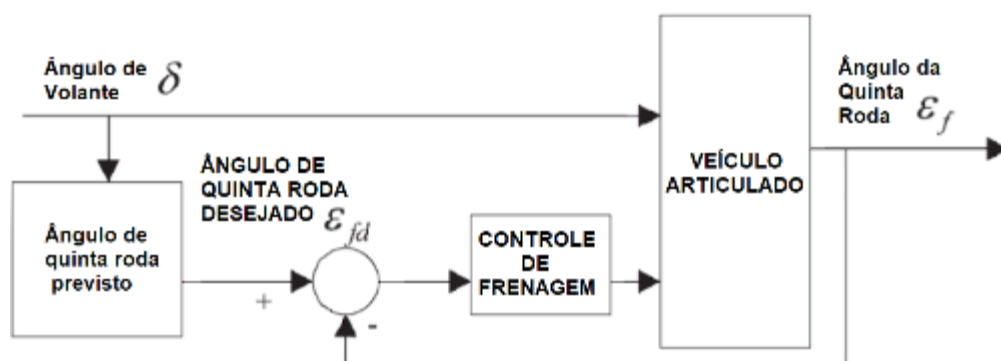


Figura 70 – Diagrama de blocos para controle de guinada do semirreboque  
 Fonte: Adaptado de Chen et. Al. (2011)

### 3.3.2 PARA SISTEMAS DE RASTREAMENTO (TELEMÁTICA)

Sistemas de rastreamento estão cada vez mais presentes nas frotas de veículos, a cada dia mais funcionalidades são agregadas a estas soluções. Além da função básica de se indicar a posição geográfica dos veículos, diversos sensores estão sendo agregados para proporcionar outras soluções de monitoramento e gestão da frota em tempo real. Estas informações da telemetria provenientes de veículos conectados possibilitarão em um curto espaço de tempo, a criação de uma rede de Internet das Coisas (IoT) para o sistema de transporte. Segundo Tovar (2019), a adoção de veículos conectados, permite a promoção de redução de custos operacionais e maior eficiência e segurança no transporte de cargas.

Os sistemas de rastreamento (telemática) atuais possuem algumas soluções para controlar a conduta do motorista ao volante, ato essencial para se garantir a segurança viária. Schlag (2017) apontou que há possibilidade de se monitorar também a agressividade do motorista ao volante através de sistemas eletrônicos embarcados. Os parâmetros atualmente monitorados são basicamente a velocidade e o nível de frenagem. Neste mercado também existem necessidades de se realizar este monitoramento de conduta com mais assertividade. O sensoriamento de quinta roda seria relevante para esta aplicação, pelas motivações apresentadas abaixo:

- A gestão da conduta do motorista ainda é limitada:

- Não é possível monitorar tendência de tombamento apenas pelo rastreamento do cavalo mecânico. Até o presente momento, esta ocorrência só é monitorável através do semirreboque e se este for dotado do TEBS, além de não obrigatório ainda pouco presente em carretas brasileiras.

- Não é possível monitorar e prevenir sem um sensor de quinta roda, manobras agressivas (e criminosas) conhecida popularmente como “Quebra de Asa”, onde houver movimentos repentinos do semirreboque realizadas propositalmente pelos motoristas, Figura 71.



Figura 71 – Manobra “Quebra de Asa” (A) em tombamento e em guinada (B)

Fonte: G1 (2013)

- Também não é possível investigar integralmente a causa raiz de um acidente, se o comportamento do semirreboque durante as ocorrências de um acidente ou quase acidente é desconhecido, em eventos causados por imperícia (ou negligência) do motorista, como os incidentes causados nas Figuras 43, 58 e 61.

### 3.3.3 PARA SISTEMAS DE AUTOMAÇÃO EM ARTICULADOS

Pensando em um futuro já anunciado, veículos autônomos serão uma realidade. Este novo cenário traz diversos desafios a Engenharia da Mobilidade moderna pela necessidade da interação entre a inteligência artificial e o controle direcional de um veículo, considerando todas as variáveis possíveis durante uma viagem rodoviária.

É notório que automatizar por completo um veículo articulado é evidentemente, mais complexo que em um veículo pequeno de passeio. Esta dificuldade é não apenas a sua maior dimensão, mas também ao maior número de variáveis que este veículo apresenta, o que não se limita a apenas presença de articulações, mas também a dinâmica veicular divergente entre sua condição carregada e vazia. Em relação a automação de veículos articulados, algumas aplicações já podem ser citadas:

– Waymo, Tusimple e Plus.AI: Empresas que já possuem sistemas de caminhões articulados autônomos em operação. Em todas o veículo é monitorado por câmeras e radares (Figura 72) e são limitados a basicamente a realizar viagens de cruzeiro. Em situações de manobras ainda é necessário ser operado por um motorista.



Figura 72 – Tecnologia embarcada em um caminhão articulado autônomo  
Fonte: Plus.AI (2020)

– Volvo Vera: Veículo sem cabine, articulado, operado por um centro de controle, desenhado para movimentação de semirreboques em curtas distâncias, com baixas velocidades e rotas predeterminadas de fluxos contínuos e repetitivos, Figura 73.



Figura 73 – Veículo autônomo articulado da Volvo (Vera)  
Fonte: Volvo (2020)



Em relação a automação de veículos articulados, para esta aplicação verifica-se as seguintes necessidades do sensoriamento de quinta roda:

- Para haver automação completa, ângulo da articulação deve ser controlado.

- Sem um controle preciso do ângulo entre os veículos da composição, manobras de pátio e em ruas estreitas não são possíveis de se automatizar, limitação verificada nas soluções de Waymo, Tusimple e Plus.AI, onde seus veículos foram automatizados apenas em situações de cruzeiro em rodovias.

- Quando se necessita de automação completa do conjunto e necessita que o veículo realize manobras, dentre outros parâmetros, a variável do ângulo da articulação é fundamental controle, conforme foi evidenciado por autores desta linha de pesquisa (Andersson, 2013; Barbosa et. Al. 2018; Hamaguchi et. Al., 2019).

### 3.4 SENSORES DE ARTICULAÇÃO EXISTENTES – ESTADO DA ARTE

Nesta seção é apresentado o estado da técnica atual (disponível comercialmente e também apenas patentado) de sistemas para se realizar o monitoramento da articulação do veículo ou monitorar de alguma forma o ângulo da articulação. Os estados da técnica estão organizados pelo tipo de metodologia utilizada e em ordem crescente da data da publicação.

#### 3.4.1 POR SENSORES FORA DA ARTICULAÇÃO

- Por estimativa matemática do ângulo – Wang et. al. (2009): É possível calcular um ângulo estimado entre veículos apenas por relações matemáticas, apenas aplicável em veículos de articulação simples. Para a assertividade esta metodologia, faz-se necessário o conhecimento de diversas variáveis tanto do caminhão como no semirreboque, Figura 74:

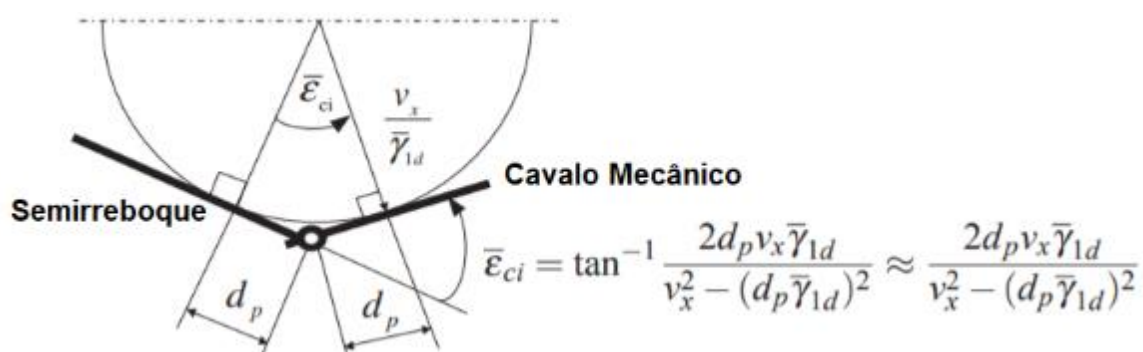


Figura 74 – Cálculo do ângulo esperado entre veículos  
 Fonte: Adaptado de Wang et. Al. (2009)

O ângulo pode ser estimado, utilizando o Filtro de Kalman (EKF), conforme apresentado por Jeyed et. Al. (2018) ou utilizando de parâmetros dos sistemas de controle de estabilidade, conforme Chu et. Al. (2010).



Em ambas metodologias seriam necessários diversos dados de ambos veículos (trator e semirreboque), como: Acelerações laterais, cargas, momentos de inércia e posições dos CGs, condições de atrito dos pneus, comprimento dos veículos, entre outros. Apesar de ser possível aferir resultados satisfatórios, ainda são metodologias limitadas, principalmente a veículos com apenas uma articulação.

Além de necessitar de variáveis complexas de serem obtidas e factíveis de medições incorretas, outra limitação relevante é que apenas é possível aferir o ângulo em condição de pista seca, sem escorregamento relativo entre o veículo e o pavimento. Caso houver condição de via escorregadia será necessário realimentar o sistema com o valor do coeficiente de atrito para esta condição. Para Chu et. Al. (2010) e Saxe (2017) estes métodos são complexos e apenas paliativos, já que até o momento, inexistente uma solução simples e acessível para realizar a medição angular de quinta roda de forma direta.

- Por cálculo da diferença de velocidade entre as rodas – Knorr Bremse (2014): Similar a metodologia anteriormente apresentada, esta tecnologia utiliza-se dos sensores de velocidade das rodas do sistema EBS para medir o ângulo entre veículos a partir da diferença de velocidade entre as rodas esquerda e direita do semirreboque (AL e AR) em relação a velocidade das rodas do veículo trator (VL e VR), Figura 75.

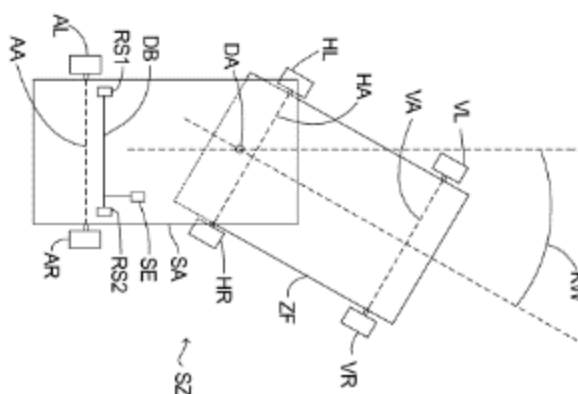


Figura 75 – Cálculo por diferença de velocidade de rodas  
Fonte: Knorr Bremse (2014)

Este projeto apesar de funcional, também depende de informações dos dois veículos e apenas funcionará quando ambas unidades possuírem o EBS. Outro fator limitante é que este sistema apenas pode ser aplicado em manobras quando houver atrito em todas as rodas, se houver escorregamento as rodas apresentarão velocidades muito próximas a zero, sendo impossível realizar o cálculo.

- Por reconhecimento de Imagem – Saxe (2017): O autor defende uso de sensores sem contatos e fora da quinta roda, por julgar a articulação um ambiente muito hostil para sensores eletrônicos. O autor também defende este tipo de sensoriamento, por não ser necessárias modificações expressivas no semirreboque. Saxe (2017) apresenta um sistema para medição do ângulo por câmeras instaladas atrás da cabine, Figura 76:

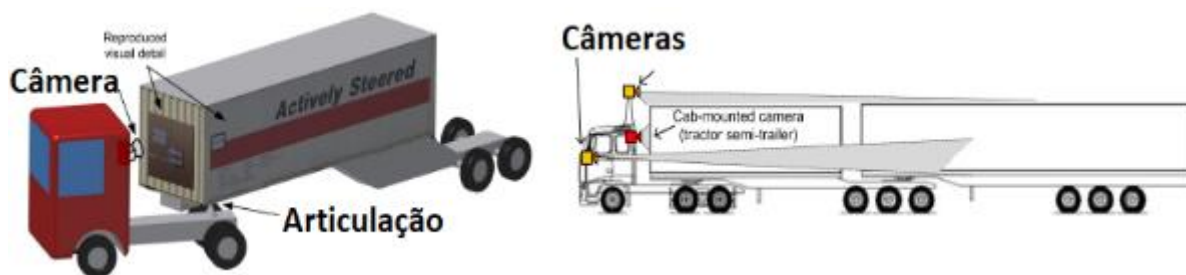


Figura 76 – Sensor angular por câmeras no cavalo mecânico  
 Fonte: Adaptado de Saxe (2017)

Apesar de bons resultados, esta solução possui uma complexidade de processamento e calibração consideráveis. Apesar de resultados satisfatórios e mínimas modificações nos veículos ainda é um sistema limitado, por exigir uma calibração a cada conjunto engatado, a câmera poder ser acidentalmente encoberta e além disso, não ser aplicável em semirreboques abertos (como pranchas), que não possuam algum um aparato logo após a cabine.

### 3.4.2 POR SENSORES DE PINO REI

- Pino Rei com Sensor Magnético – Padula (2010): Reivindica-se um sistema com um sensor hall (54) presente no pino rei (18) que lê um ímã circular (56) presente na quinta roda, Figura 77. Este faz apenas leituras angulares pelo sensor presente no pino rei que necessitará modificações estruturais para sua aplicação. É um sistema notoriamente susceptível a erros de leitura em condições de vibração entre o pino e a quinta roda.

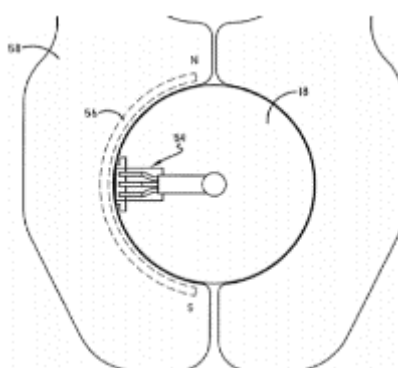


Figura 77 – Sensor Hall de Pino Rei  
 Fonte: Padula (2010)

- Pino Rei com Sensor Interno – Helmut (2014): Reivindica-se um pino rei (42) com furo interno (80) que a partir de esferas (72 e 70) de contato com a quinta roda, giram uma haste (84) presente neste furo (80) e assim mede-se o ângulo a partir de um sensor (90) na parte superior do pino rei (42), Figura 78. Esta tecnologia possui o limitante de necessitar modificações mecânicas expressivas no pino que poderão fragilizá-lo e assim como o anterior, susceptível a erros de leitura causado por folgas entre o pino rei e a quinta roda, que poderá comprometer o contato mecânico entre estas esferas (72 e 70) e a quinta roda.

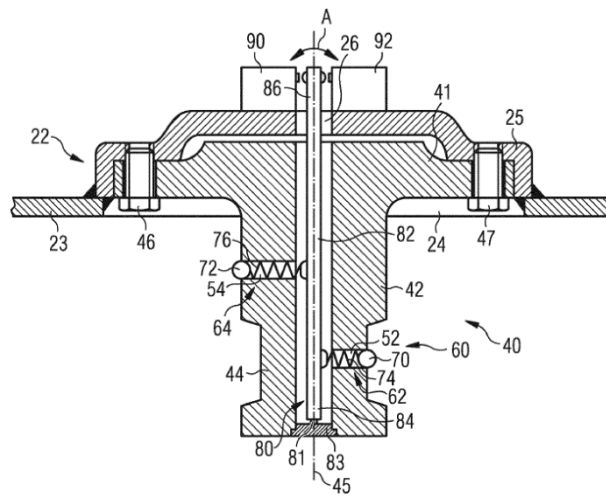


Figura 78 – Sensor de contato de pino rei  
 Fonte: Helmut (2014)

- Sensor Angular de Pino Rei – VSE (2019): Tecnologia comercial e amplamente utilizada para o controle eletrônico dos eixos direcionais do semirreboque. Segundo Saxe (2017), eixos direcionais reduzem o raio de curva e facilitam manobras, reduzindo drasticamente o consumo de pneus no semirreboque. Esta solução é muito utilizada principalmente em veículos extensos, utilizados principalmente no transporte de cargas especiais indivisíveis, Figura 79.



Figura 79 – Semirreboque com eixos direcionais  
 Fonte: TSR (2019)

Esta tecnologia trata basicamente de um sensor integralmente presente no semirreboque e totalmente independente do cavalo mecânico. Para Saxe (2017) este sensor nasceu exclusivamente para se atender a demanda de eixos direcionais do semirreboque. É mecanicamente complexo, de valor comercial alto e exige modificações consideráveis no veículo para sua aplicação, mas sem dúvida é eficiente para a aplicação a qual foi desenvolvido. Apresenta desvantagens de estar sujeito a folgas, descalibrações e apenas monitorar o ângulo da articulação.

Conforme Figura 80, este sensor funciona da seguinte forma: A Armadura de Reação é fixa ao pino rei, quando engatado trava nas bordas da quinta roda. Com a Armadura travada, a Mesa Giratória irá rotacionar durante o movimento do veículo e um sensor angular tipo *encoder*, fará a leitura deste ângulo entre os veículos.



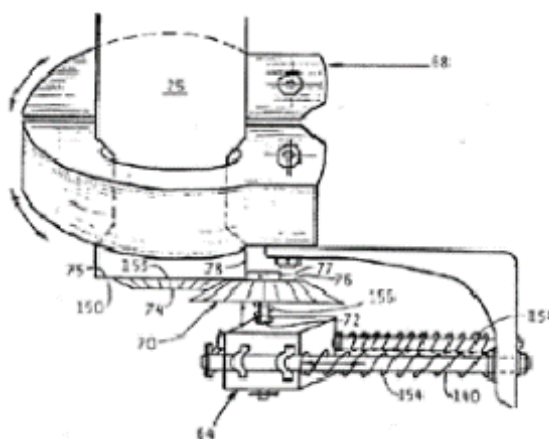


Figura 82 – Sensores de medição por engrenagens helicoidais  
 Fonte: Deflorio (1993)

Estas propostas técnicas mais antigas, apresentavam soluções para medição angular através de um sistema de engrenagens. Além de complexas e sujeitas a folgas estas soluções exigiriam uma série de modificações em ambos veículos e apresentariam uma precisão limitada.

Por estes motivos nunca houve um produto comercial referente a estas patentes. Todavia é interessante apresentar estes estados da técnica, que demonstram uma antiga preocupação de se monitorar o ângulo entre veículos articulados.

#### 3.4.4 SENSORES MAGNÉTICOS DE QUINTA RODA

Os estados da técnica a seguir são os mais próximos das propostas técnicas deste trabalho, por utilizarem sensores magnéticos presentes na quinta roda do veículo.

- Medição angular por sensor abaixo do pino – Eaton (1990): Apresenta um sistema especificamente para a leitura angular. Este estado da arte reivindica um elemento magnético (250) presente, posicionado e transportado pelo caminhão trator que acoplar-se ao pino rei (176) a cada engate, Figura 83.

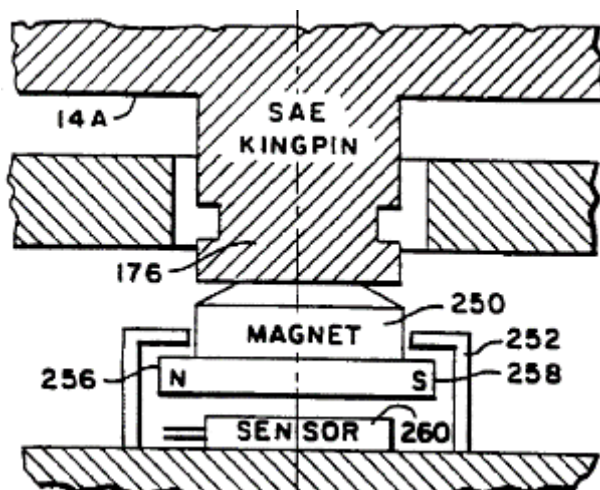


Figura 83 – Sensor com acoplamento magnético  
 Fonte: Eaton (1990)



Este elemento magnético (250) é protegido por um invólucro (*housing*) (252) que limita o movimento deste elemento (250) em apenas um grau de liberdade (rotação em Z). Ainda, o sensor magnético (260) está presente e posicionado no cavalo mecânico, protegido pelo mesmo invólucro (*housing*) (252). O elemento magnético (250) repousa sobre este sensor (260) quando o veículo estiver desengatado.

Esta disposição dos elementos limita a dinâmica do veículo e não permite a leitura de maiores graus de liberdade do pino rei devido as suas limitações. O constante acoplamento do elemento magnético ao pino rei (realizado a cada engate) pode gerar desgastes mecânicos precoces além de ser praticamente impossível acoplar este elemento magnético com exatidão ao ponto central do pino rei no mesmo ponto em todas as vezes que o veículo for engatado, podendo gerar erros sistêmicos. Além disso, a patente não deixa claro como é possível realizar o desengate, uma vez que o elemento magnético estará acoplado no pino rei por atração magnética e preso ao sensor por este invólucro. O pino rei ao mover-se no desengate do veículo poderá danificar gravemente este sistema.

O fato de existir o invólucro (*housing*) para a proteção dos elementos do sistema limita-o mecanicamente, permitindo a leitura apenas da rotação do pino rei, sendo impossível a leitura de outros graus de liberdade (translações em X, Y e Z) devido a esta proteção. Ainda, há a possibilidade de leitura indevida de ângulo com o veículo desengatado, causado por vibrações, inerente a dinâmica da articulação do veículo, do elemento magnético que estará repousado sobre o sensor.

- Medição angular por sensor abaixo do pino – Bosh (1999): Apresenta um sistema para medição angular na articulação pino rei/quinta roda com ímã (12) o qual induz um campo magnético (6) abaixo do pino rei (3) que é detectado por um sensor magnético (11) presente no caminhão, Figura 84.

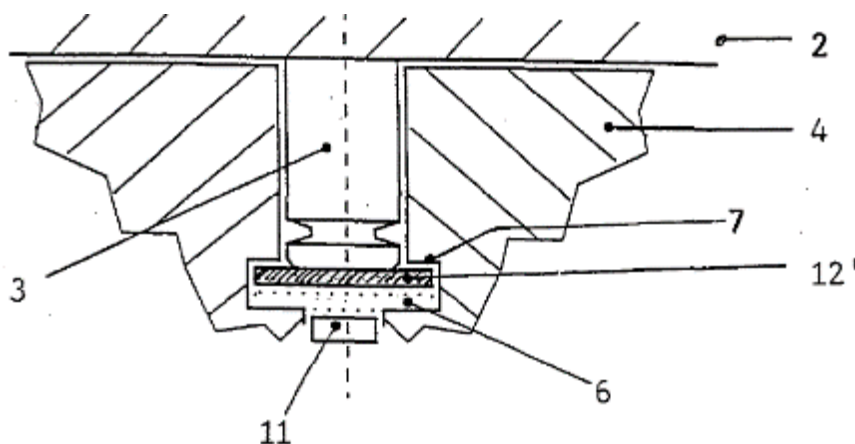


Figura 84 – Sensor com ímã permanente acoplável  
Fonte: Bosh (1999)

O estado da técnica não especifica como este ímã permanente (12) será retirado do pino rei (3), uma vez acoplado que estará atraído constantemente. Outro ponto é que este sistema também apresenta um artefato mecânico para acoplar o ímã (11) ao pino rei (3), o que pode não garantir a repetibilidade da posição de acoplamento.



Todavia, o sistema utiliza um sensor de efeito hall para realizar a leitura, este tipo de sensor faz basicamente uma leitura analógica de variação do campo magnético, divergente do magnetômetro que permite verificar a posição X, Y e Z de um campo magnético, logo, limitado também a realizar apenas a verificação da rotação do pino rei e não sua posição tridimensional.

- Medição angular por sensor centralizado – Wetering (2012): Reivindica um sensor (11) de ângulo também por ímã (13) presente no pino rei (5), sendo este disposto centralizado a peça e um sensor que deve estar disposto muito próximo ao mesmo para sua detecção angular, apresentado na Figura 85.

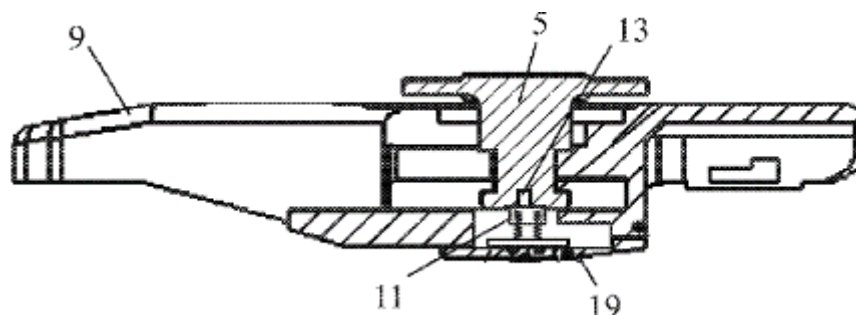


Figura 85 – Sensor angular de proximidade  
Fonte: Wetering (2012)

Este dispositivo mecânico (19) aproxima o sensor (11) ao pino rei (5) no momento do engate e apenas nesta condição é possível realizar a medição angular. Este sistema é ineficiente quando houver folgas na articulação e em detecções de translação do pino rei no eixo Z. Esta ineficácia, deve-se ao fato de o sensor utilizado ser tecnicamente limitado a apenas realizar leitura angular e operar apenas em condições, quando o sensor estiver muito próximo ao marcador magnético, limitações indicadas próprio estado da técnica do fabricante. Esta limitação está explícita no quadro reivindicatório deste estado de técnica na Reivindicação 1:

*“... compreende meios de deslocamento para deslocar o sensor (11) de uma posição de descanso sob o pino mestre a uma primeira distância do marcador (13), em que o sensor (11) é incapaz de detectar a posição do marcador (13) durante o acoplamento e/ou imediatamente após o acoplamento do semirreboque...”* Wetering (2012).

Wetering (2012) mostra uma preocupação em se buscar uma forma de obter o ângulo de forma precisa, todavia, esta limitação de leitura exige a proximidade do sensor com o pino e caso houver folgas na articulação poderá gerar erros de leitura.

- Medição angular por sensores no furo da quinta roda – Batista et. al. (2013-2): Apresenta uma metodologia para mensurar o ângulo de um pino rei magnético através de placa de sensores (3) composta por uma pluralidade de sensores magnéticos em volta do furo da quinta roda (A), Figura 86. Esta configuração, além de apresentar uma grande complexidade de processamento de dados pela leitura simultânea de vários sensores do tipo Hall, além de também não permite detecções de folgas entre as peças.

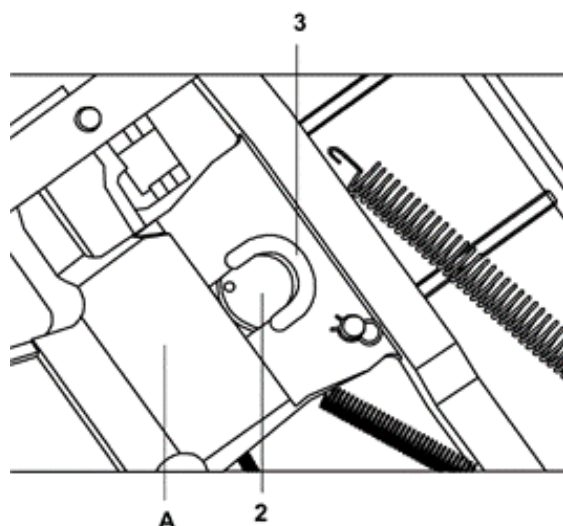


Figura 86 – Sensor por placa eletrônica ao redor do pino rei magnético  
 Fonte: Batista et. al. (2013-2)

- Medição angular com 3 graus de liberdade mecânica – Sielhorst et. al. (2019): Revela um sensor angular de quinta roda que possui movimentação em mais graus de liberdade além da rotação no eixo Z. Na quinta roda há um dispositivo mecânico (30) com quatro molas (52 e 44), que permitem pequenos movimentos rotacionais do sensor (30) em todos os eixos, Figura 87.

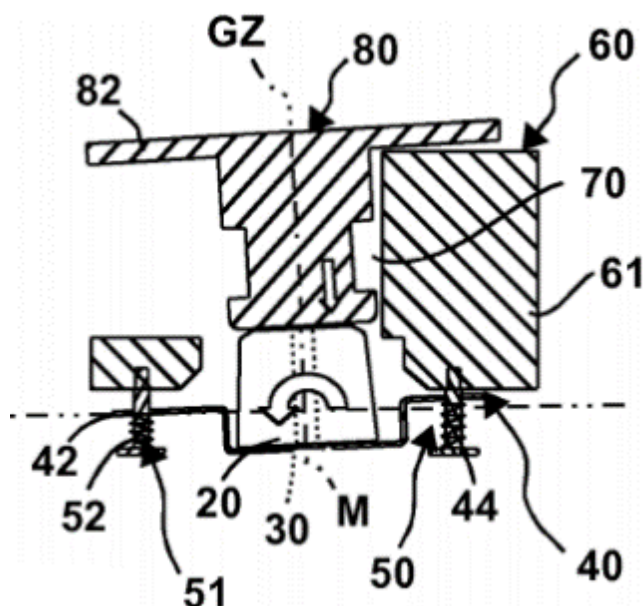


Figura 87 – Sensor com três graus de liberdade mecânica  
 Fonte: Sielhorst et. al. (2019)

Apenas é reivindicado o monitoramento do movimento de rotação do pino rei no eixo Z (GZ) pelo sensor. Nos demais movimentos de rotação, nos eixos Y e X (GY e GX), o sistema é apenas mecanicamente livre para se mover, mas não monitorado. Não apresenta nenhum tipo de sensoriamento de translação do pino (80) em nenhum eixo, também não revela nenhuma automação ou acoplamento magnético entre o pino rei (80) e o sensor (20). Desta forma, a tecnologia apresenta três graus de liberdade mecânica (GX, GY e GZ) e apenas um grau de monitoramento (GZ).

## 4 MATERIAIS E MÉTODOS

A partir da pesquisa bibliográfica é possível delimitar as condições de contorno e a metodologia para este trabalho. Na sequência, são apresentados o projeto mecânico e eletrônico do sensor utilizando-se dos materiais e métodos apresentados.

### 4.1 METODOLOGIA

O desenvolvimento deste novo sensor é realizado seguindo as etapas apresentadas abaixo, desta forma é possível garantir sua confiabilidade para aplicações futuras:

- A) Inicialmente realizar testes de campo em veículos que apresentam desgastes nas peças da articulação, para quantificar a presença de folgas existentes entre o pino rei e a quinta roda.
- B) Definir condições de contorno para o sensor, com base nas necessidades, revisão literária e possibilidades técnicas.
- C) Avaliar as características técnicas e limitações do sensor TVi1, o qual utiliza o conceito básico para o novo sensor ora em desenvolvimento.
- D) Apresentar propostas técnicas de sensores para realizar a medição das movimentações do pino rei, considerando movimentos em 6 graus de liberdade.
- E) Avaliar o grau de inovação e o caráter inovativo das propostas técnicas, pela avaliação comparativa com o estado da técnica previamente encontrado.
- F) Iniciar o desenvolvimento conceitual de uma das propostas técnicas, a qual será definida de acordo com a necessidade e possibilidades atuais.
- G) Definir a mecânica do sensor de quinta roda.
- H) Definir a posição e tipo do ímã de pino rei (presente no disco).
- I) Apresentar a parametrização conceitual para aquisição de dados.
- J) Realizar testes de validação em bancada fidedigna.
- K) Realizar testes de validação do sensor em veículos.

## 4.2 MATERIAIS

Para a realização deste desenvolvimento foram utilizados os seguintes materiais e utensílios apresentados abaixo:

- Câmera tipo esportiva “GoPro” para verificação da rotação e folgas em vídeo.
- Três amostras de ímãs em neodímio.
- Plataforma para prototipagem eletrônica Arduino ATmega (Figura 88).



Figura 88 - Arduino ATmega para confecção do protótipo  
Fonte: O autor.

- Um goniômetro eletrônico calibrado, com precisão de  $\pm 0,03^\circ$ , para medições angulares, Figura 89.



Figura 89 – Goniômetro Eletrônico  
Fonte: O autor.

- Bancada fidedigna a articulação do veículo. Uma quinta roda cortada com um transferidor fixado em sua mesa, Figura 90.



Figura 90 - Quinta roda fidedigna de bancada  
Fonte: O autor.

Esta quinta roda da bancada é uma Jost modelo JSK 37C para pino rei de 2” polegadas, popularmente conhecida como “quinta roda rodoviária”, amplamente utilizada no mercado brasileiro. Este modelo é original em todas montadoras e utilizada na maioria de seus modelos, com 80% do mercado (Bernardi, 2011), inclusive para veículos biarticulados longos de até 30 metros, com PBTC de até 74 toneladas. Por estes motivos será utilizada como referência a este desenvolvimento.

- Dois pinos reis, conforme apresentado na Figura 91, o primeiro um pino rei novo e sem desgastes (A), o segundo um pino retirado de um veículo, com desgaste excessivo no seu pescoço (B).

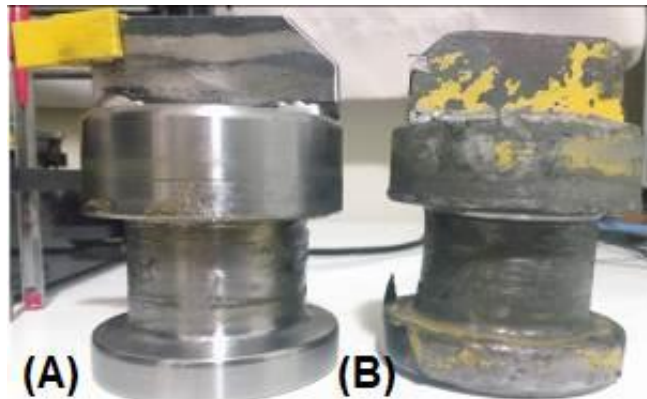


Figura 91 - Pinos Reis de testes: Novo (A) e com desgaste excessivo (B)  
Fonte: O autor.

- Os componentes mecânicos serão desenvolvidos através do procedimento de fabricação por prototipagem rápida, através de uma impressora 3D por deposição de filamento fundido (FDM), Figura 92. Este procedimento de fabricação garantirá rapidez, baixo custo e a possibilidade de adequações sempre que necessário.



Figura 92 - Impressora 3D para confecção das peças protótipo  
Fonte: O autor.



### 4.3 OPERACIONALIZAÇÃO DOS TESTES

Para operacionalizar os testes, utilizando os materiais demonstrados anteriormente, estes serão utilizados da seguinte forma:

- Para os testes preliminares de detecção da existência de folgas em X nos veículos, a câmera *Gopro* foi instalada abaixo do furo da quinta roda para detecção da translação e verificação da magnitude, conforme Figura 93 abaixo:

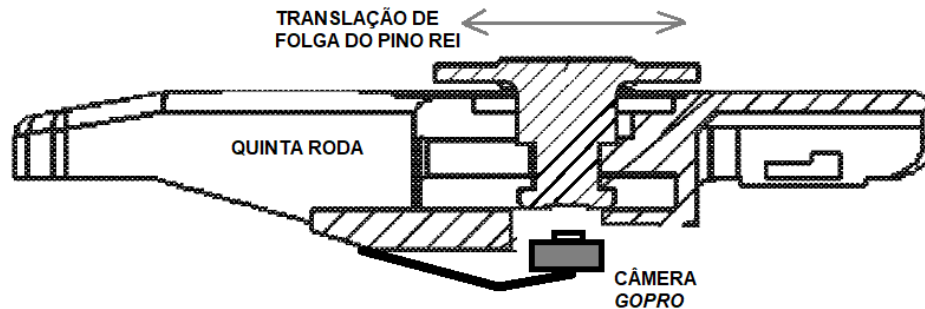


Figura 93 – Local de aplicação da câmera para testes de folga

Fonte: O autor.

– Após a realização da calibração da bancada, os testes serão realizados da seguinte forma, apresentada no diagrama de blocos da Figura 94 a seguir:

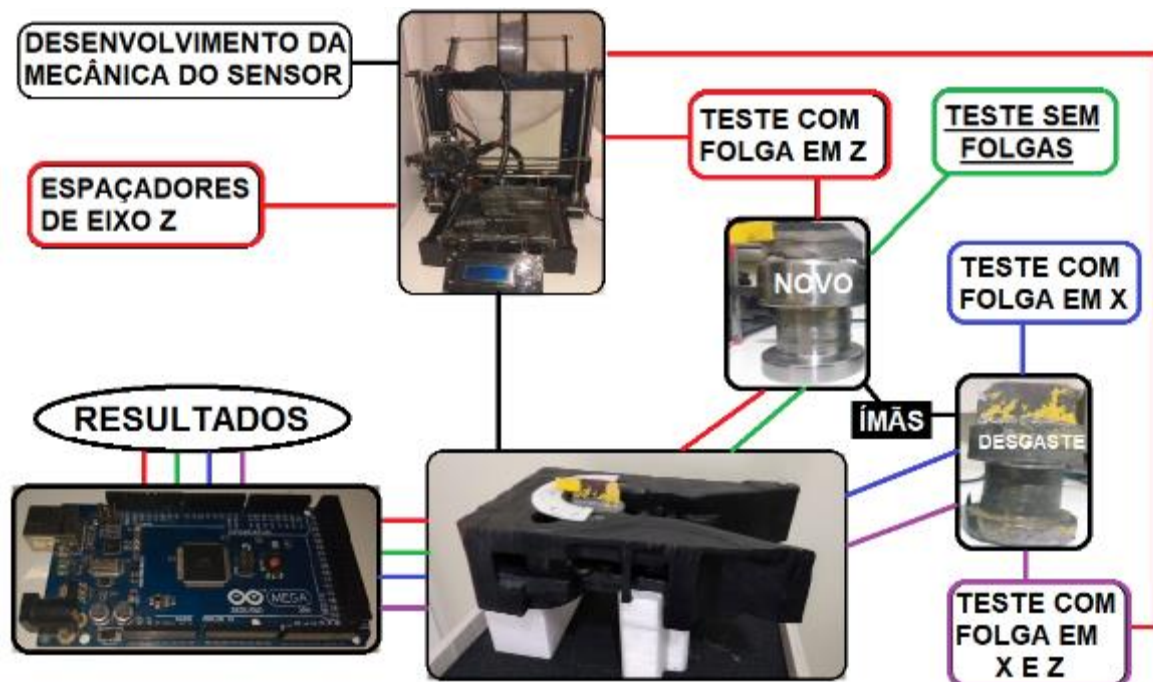


Figura 94 – Diagrama de blocos dos testes em bancada

Fonte: O autor.

Na impressora 3D foi confeccionado a mecânica do sensor e os espaçadores que simula folgas em Z. Testes que envolvem folga em X serão utilizados o pino rei desgastado e os demais o pino rei novo. Já para o teste de folga combinada, foi utilizado tanto o pino rei desgastado como os espaçadores do eixo Z. Os ímãs são aplicados diretamente nos pinos reis em todos os testes.



## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

As necessidades atuais da indústria e o estado da técnica apresentado, evidenciam uma necessidade de um sensor para articulação que seja preciso e independente, mas que ao mesmo tempo seja de prática aplicação aos veículos articulados. Neste capítulo será apresentado o desenvolvimento de conceito de um novo sensor de quinta roda, seu grau inovativo deste projeto, bem como sua validação em bancada e também em veículos.

### 5.1 AVALIAÇÃO DA EXISTÊNCIA DE FOLGAS

Conforme apresentado anteriormente, folgas significativas podem estar presentes entre o pino rei e a quinta roda, as quais que devem ser consideradas no projeto do sensor de precisão. Estas folgas são causadas pelo desgaste natural do pino rei, combinado também com a falta de manutenção e ajuste periódico da quinta roda conforme recomendado pelo fabricante. Para comprovar a existência de folgas na articulação realizou-se dois testes em dois veículos, Figura 95:



Figura 95 – Caminhões do teste de folga da quinta roda (A) Primeiro (B) Segundo  
Fonte: Autor

A) Cavalô mecânico Iveco Stralis 2003 atrelado a um semirreboque tipo prancha. 17 anos de uso e em condição de manutenção deficitária, utilizado pela empresa em manobras de pátio. Segundo o proprietário, não se realizava a manutenção da quinta roda conforme indicado pelo fabricante Jost (2018).

B) Cavalô Mecânico Iveco 2018, atrelado a um semirreboque também tipo prancha. Apenas 2 anos de uso, 160.000km rodados e segundo o proprietário, desde novo não havia sido regulada a quinta roda.

O teste consistiu em um percurso de aproximadamente 40 km em trechos rodoviários e urbanos. Com o auxílio da câmara abaixo do furo da quinta roda, detectou-se os movimentos translacionais do pino rei no eixo X. Na Figura 96 apresenta-se duas imagens congeladas referentes aos testes no primeiro caminhão. Na imagem superior nota-se o pino rei deslocado para frente durante frenagem e em momento imediatamente após com o veículo em aceleração, o pino rei se desloca para trás. Com auxílio das linhas azul e branca é possível ser aferir esta translação, evidenciando a folga.

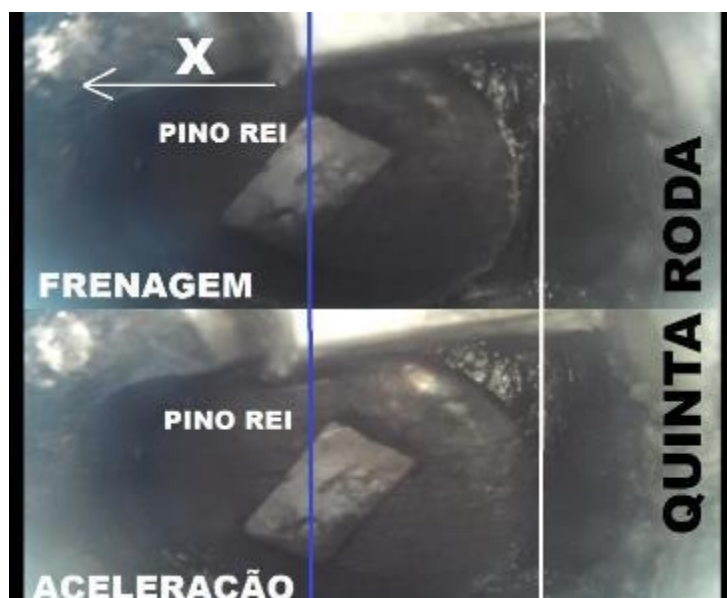


Figura 96 – Folga entre Pino Rei e Quinta Roda detectada em testes  
Fonte: Autor

Já no segundo veículo, o condutor do veículo alegou não ter “sentido” previamente nenhuma existência de folgas na articulação durante a operação. Neste veículo, a folga aferida foi significativamente menor que ao primeiro veículo, porém ainda superior a máxima permitida pelo fabricante da articulação. Na Figura 97 apresenta-se a movimentação do semirreboque em relação a quinta roda durante uma aceleração e frenagem respectivamente, causada devido a folga na articulação.

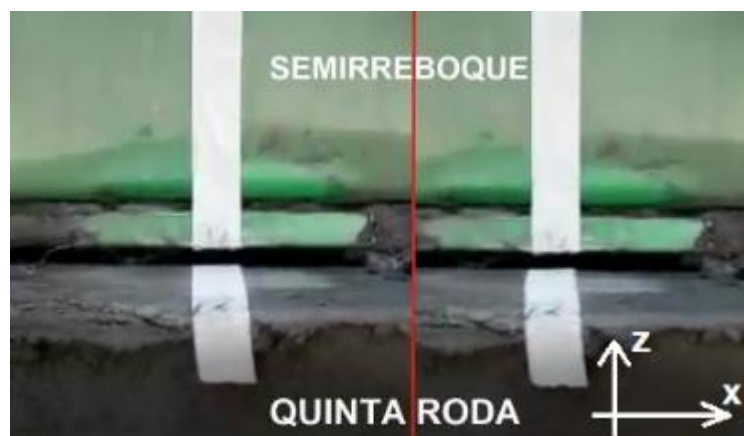


Figura 97 – Segundo teste de folga: Durante (A) Aceleração e (B) Frenagem  
Fonte: Autor

As folgas aferidas em ambos os veículos são comparadas com os valores máximos indicadas no manual de manutenção do fabricante das peças Jost (2018), e apresentadas na Tabela 12.

Tabela 12 – Valores de folgas encontrados nos veículos dos testes.

TESTE	Diâmetro Pino Rei Aferido	Folga 5ª Roda Aferida	Diâmetro Max/Min Pino Rei (Jost 2018)	Folga Total Máxima (Jost 2018)	Folga Total Aferida
1	47 mm	1,5 mm	51/49 mm	0,3 mm	5,5 mm
2	50,5 mm	1,5 mm			2,0 mm

O que se pode aferir pelos testes é que tanto o caminhão mais novo, como no caminhão com maior idade apresentaram folgas acima do limite máximo indicado pelo fabricante. Todavia, a regulagem desta folga é um procedimento simples e relativamente rápido, que segundo Jost (2019) deve ser realizado a cada 10.000km ou 30 dias. Para realizar este procedimento, a quinta roda possui um parafuso (Figura 98-A) que ao ser constatada uma folga na articulação, basta apertá-lo para ajustar (Figura 98-B) para a condição ideal sem folga.

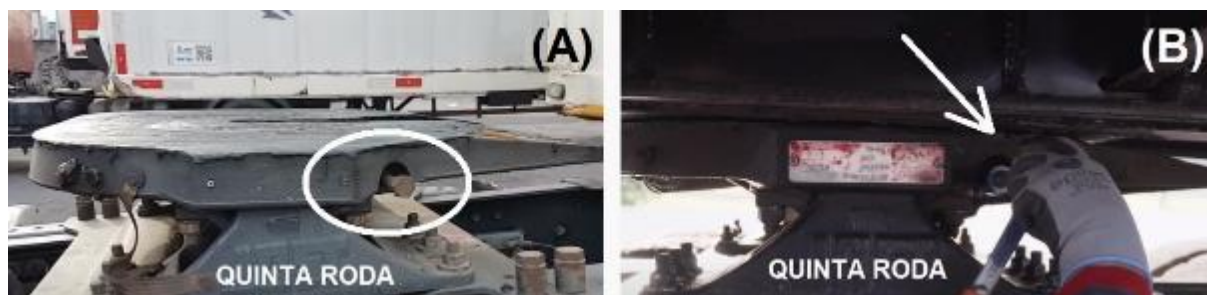


Figura 98 – Regulagem da Quinta Roda  
Fonte: Do Autor e adaptado de Jost (2019)

Dependendo das condições do carregamento e dos ruídos emitidos pelo veículo estas folgas acabam sendo imperceptíveis ao motorista durante a operação e por este motivo, sua aferição e manutenção periódica acaba sendo negligenciada.

Além da necessidade técnica do sensor em aferir a folga para garantir precisão ao sistema em todas as condições de operação, a indicação de translação do pino rei para identificar esta folga também se faz importante. Assim como apresentado na sessão 2.4.3, por questões de segurança esta folga necessita estar dentro dos limites estabelecidos. Esta manutenção certamente terá maior probabilidade de ser realizada se o operador possuir a ciência da existência destas folgas de forma prática, que poderá ser provida pelo sensor e indicada no painel do veículo.

## 5.2 CARACTERÍSTICAS E LIMITAÇÕES DO SENSOR TVi1

O sensor utilizado no Retrovisor Inteligente (Figura 5) denominado TVi1, foi desenvolvido em 2017 com o único objetivo de automatizar os espelhos retrovisores. Por este motivo apresenta características, peculiaridades e limitações, que serão expostas nesta sessão. Todavia, foi a partir do conceito deste sensor que as propostas técnicas deste trabalho foram desenvolvidas.

### 5.2.1 CARACTERÍSTICAS

Conforme apresentado na Figura 5, este sistema de medição funciona basicamente da seguinte forma: Quando o veículo está engatado, o pino rei gira na quinta roda e por consequência seu Disco Magnético. A partir do giro do disco, o sensor de quinta roda mensura o ângulo pela variação da posição do polo norte magnético.

A utilização desta metodologia, a qual utilizou-se de sensores magnéticos para aferir o ângulo entre o pino rei e a quinta roda foi utilizada devido aos pontos abaixo:

- Como produto foi pensado para atender uma necessidade do mercado de acessórios, necessitava ser universal e aplicável a todas as marcas e modelos de caminhões. Como o retrovisor é parte exclusiva do cavalo mecânico, foi mandatário para a empresa uma solução onde a inteligência do sistema ficasse no veículo trator e dependesse minimamente de dispositivos presentes no semirreboque.
- A quinta roda é um ambiente pouco convidativo para equipamentos eletrônicos devido presença de impurezas, graxa em excesso, umidade e por constantes impactos principalmente em procedimentos de engate. Sensor tipo magnetômetro não sofreriam interferências pela presença destas impurezas e impactos.
- Outra vantagem é a não necessidade de contatos mecânicos entre a parte de medição (Sensor de Quinta Roda) e a parte de referência (Disco do Pino Rei). Desta forma, procedimentos de engate/desengate poderiam ocorrer normalmente.
- Para proteger o sensor, este foi posicionado de forma a não ficar exposto no furo da quinta roda. Desta forma o sensor ficou posicionado em um local protegido, porém em uma posição diagonal em relação ao centro do pino, Figura 99.



Figura 99 – Posição relativa ímã – Sensor TVi1  
Fonte: O autor

Desta maneira, o ímã também ficou posicionado em uma diagonal e com o seu polo norte apontado para o sensor na condição de ângulo zero (quando o semirreboque está perfeitamente alinhado com o cavalo mecânico). Esta posição relativa do ímã em relação do sensor, foi validada e apresentada por um estudo de Batista (2019-3), onde o autor apresentou um estudo do ângulo do ímã do TVi1 em relação ao eixo Y, demonstrando que o ímã em um ângulo próximo a 60° em posição de veículo alinhado, apresentava as melhores leituras durante a operação do sistema.

## 5.2.2 LIMITAÇÕES TÉCNICAS

Deve-se salientar que na oportunidade a qual o sensor TVi1 foi desenvolvido, não era necessário que este apresentasse uma alta precisão (com erro inferior a  $\pm 2,0$  graus), mas sim apenas repetibilidade de leituras. Na ocasião também não se conhecia totalmente o comportamento dinâmico das folgas do pino rei, por estes motivos o sensor TVi1 apresenta algumas características limitantes:

- Foi concebido para medição angular de apenas um sentido de rotação do pino rei: De 0 a +90 graus (necessária para automatizar o espelho retrovisor do lado direito).
- Devido a sua concepção, não é tecnicamente possível realizar medições de translação no eixo X, pois o sensor realiza a medição angular a partir do cálculo combinado dos vetores de campo magnético nos eixos X e Y.

Pela Figura 100 nota-se que um deslocamento de translação do pino rei apenas no eixo X representará uma mudança de leitura tanto no X quanto no eixo Y:

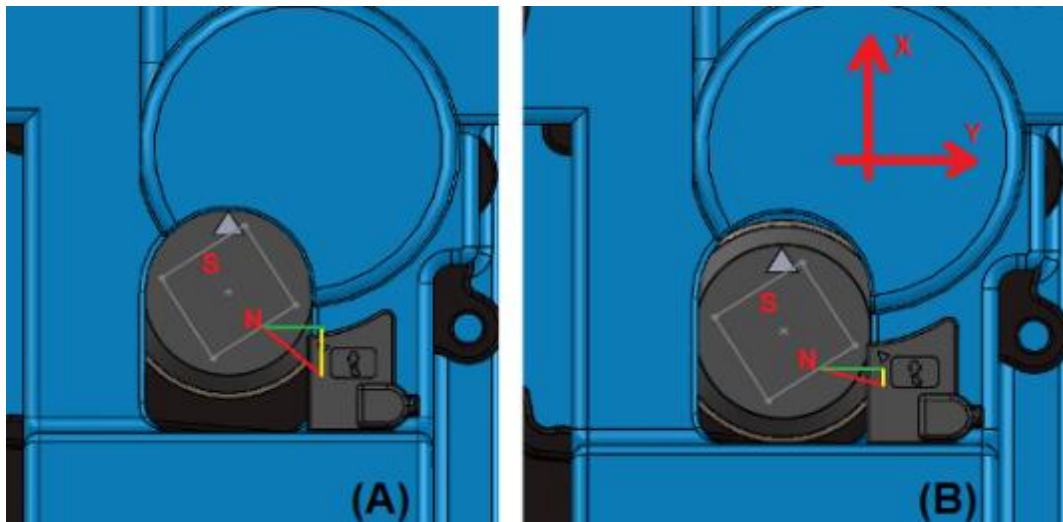


Figura 100 – Posição relativa ímã (A) condição normal (B) em folga – Sensor TVi1  
Fonte: O autor.

Por este motivo, torna-se impossível para o sensor nesta configuração diferenciar movimentos de rotação que também apresentam variações nos dois eixos de um movimento apenas de translação. Por não conseguir diferenciar estes movimentos, Batista (2019-3) afirma que a precisão do TVi1 sempre será limitada.

– Por fim, o TVi1 também não permite a aferição da translação no eixo Z. Salienta-se que inicialmente não havia esta necessidade de leitura para a automação do retrovisor. Também conforme pôde-se aferir na Figura 101 e 102, o sensor é posicional ao lado do furo da quinta roda, onde há presença de uma massa metálica considerável acima do sensor e na direção de Z, o que distorce as linhas de campo magnético e gera leituras imprecisas e com ruídos significativos neste eixo.



### 5.3 PROPOSTAS TÉCNICAS DE SENSORIAMENTO

Com base nas necessidades de um sensor de quinta roda e do estado na arte averiguado e apresentados no capítulo 3 deste trabalho, o autor apresenta abaixo duas propostas de sensores inovadores, que atenderá estas necessidades e as condições de contorno impostas na sessão anterior.

#### 5.3.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA O SENSOR

As tecnologias pesquisadas anteriormente apresentadas na sessão 3.2, apresentam em sua totalidade uma única finalidade: Realizar o monitoramento angular entre o pino rei e a quinta roda. Porém conforme apresentado, para garantir a efetividade e confiabilidade de um sensor na articulação Pino Rei/Quinta Roda, além da trivial medição angular, os sensores propostos deverão obrigatoriamente considerar a presença de folgas tanto no eixo X como no eixo Z. Portanto, as condições de contorno indicados para o sensor objeto deste trabalho são indicadas a seguir:

- Estar integralmente ou majoritariamente presente na quinta roda.
- Detectar o ângulo positivo e negativo de rotação do pino rei no eixo Z: Com precisão mínima de  $\pm 2,0$  graus.
- Detectar os movimentos de translação do pino rei nos eixos X (folga) e em Z (tendência ao tombamento): Com precisão mínima de  $\pm 1,0$  mm.

#### 5.3.2 SISTEMA DE PRECISÃO COM DISCO MAGNÉTICO (TVi2)

A primeira solução técnica proposta pelo autor, tem como premissa ser de fácil aplicação e não ser necessário modificações estruturais nos veículos. Esta proposta torna-se ideal para sistemas de temática (rastreamento), por exemplo.

O autor apresenta inicialmente uma proposta técnica evolutiva ao sensor TVi1, atualmente utilizando no Retrovisor Inteligente. Esta proposta, uma segunda geração do sensor de quinta roda, denominado TVi2, utiliza o mesmo conceito do sensor de primeira geração: Utilizar um Disco Magnético fixado ao pino rei e um sensor magnético presente na quinta roda.

Evolutivamente o sensor TVi2 será capaz de mensurar além do ângulo, movimentos de translações em X e Z com precisão. Esta proposta apresentada na Figura 101 e patenteada por Batista (2019-1), foi selecionada para ser desenvolvida neste trabalho. Nas próximas sessões será apresentado seu projeto e a validação da tecnológica em bancada e também em veículos.

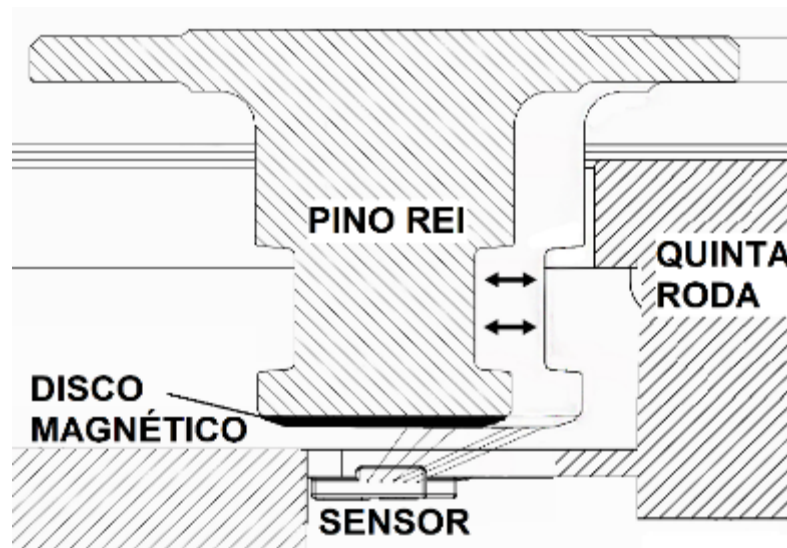


Figura 101 – Sensor tridimensional com disco magnético  
Fonte: Autor

### 5.3.3 SISTEMA DE PRECISÃO POR ELETROÍMÃ (TVi3)

Para aplicação mais futura, o autor propõe um sistema que garantirá a total independência do sensor ao semirreboque, sem a necessidade do Disco Magnético. Esta solução torna-se ideal para aplicação em sistemas originais de fábrica e aplicação em veículos autônomos.

Para estes casos o autor apresenta na Figura 102 uma solução de sensor de quinta roda inovador e disruptivo, que funcionará através de um sistema que se acopla ao pino rei através de eletroímã a cada engate. Neste eletroímã estarão presentes sensores capazes de mensurar movimentos do pino rei em seis graus de liberdade

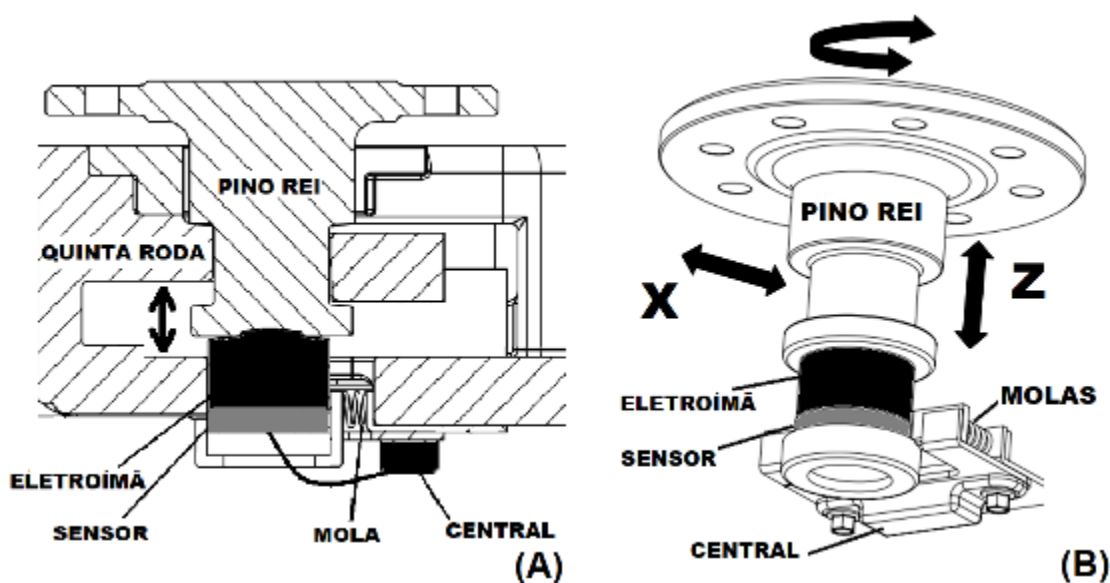


Figura 102 – Sensor de Precisão com acoplamento por Eletroímã  
(A) Vista em corte do mecanismo do Sensor na quinta roda.  
(B) Sensor acoplado no pino rei com a quinta roda oculta.  
Fonte: Autor

Este sistema denominado TVi3 (terceira geração do sensor de quinta roda) também patenteado por Batista (2019-2). Apesar aparente maior complexidade mecânica em relação a TVi2, esta solução garantirá a total independência de qualquer aparato ou dispositivo no semirreboque, o que garantirá uma vantagem competitiva técnica significativa em relação aos demais sensores de quinta roda.

A tecnologia apresentada também deverá ser capaz de garantir exatidão e o acompanhamento integral de todos os movimentos do pino rei em seis graus de liberdade. Todavia, esta proposta não será desenvolvida neste trabalho em questão, o autor indica este desenvolvimento como proposta para trabalhos futuros.

### 5.3.4 AVALIAÇÃO DO GRAU DE INOVAÇÃO DAS PROPOSTAS

Como se trata de duas propostas técnicas inovadoras e disruptiva, apresenta-se nesta sessão uma análise das características técnicas o seu grau de inovação destas propostas, frente ao estado da técnica atual pesquisado na sessão 3.4.. A Tabela 13 apresenta resumidamente, os pontos mais relevantes sobre o grau inovativo destas propostas:

**Tabela 13 – Valores de folgas encontrados nos veículos dos testes.**

CARACTERÍSTICAS	TVi2		TVi3		ESTADO DA ARTE ATUAL POR SENSOR MAGNÉTICO DE QUINTA RODA		
	Batista (2019-1)	Batista (2019-2)	Eaton (1990)	Bosh (1999)	Wetering (2012)	Batista (2013-2)	Sielhorst (2019)
<b>MEDIÇÕES AFERIDAS</b>							
Medição do ângulo de rotação do pino rei	X	X	X	X	X	X	X
Medição de movimentos translacionais do pino rei	X	X					
Medição da posição espacial do pino rei	X	X					

Fonte: Autor

Conforme verifica-se na Tabela 13, o diferencial técnico mais relevante das propostas em questão frente ao estado da arte atual, é a medição disruptiva dos movimentos translacionais e a posição espacial do pino rei. Também foram verificadas outras características que diferenciam estas propostas das demais, esta análise completa é apresentada na tabela do Apêndice D.

## 5.4 DEFINIÇÕES INICIAIS DO SENSOR TVi2

### 5.4.1 DEFINIÇÕES MECÂNICAS

Conforme evidenciado no projeto do sensor TVi1, a posição do sensor em relação ao ímã é um dos fatores mais importantes para garantir a precisão das leituras e a possibilidade de monitoramento em maiores graus de liberdade. A posição do sensor anterior em diagonal e abaixo de massas metálicas na quinta roda, foi descartada para o sensor TVi2 por limitar a precisão do sistema, conforme exposto por Batista (2019-3). Para permitir melhores leituras, verificou-se que o sensor necessita estar no furo da quinta roda e alinhado com o eixo X.

Esta configuração permitirá um ganho significativo de performance em relação ao sensor TVi1. Como o sensor TVi2 estará presente no furo da quinta roda, deverá ser fixado pelas bordas. Para permitir esta configuração, duas soluções técnicas de posição mecânica do sensor foram apresentadas, Figura 103:

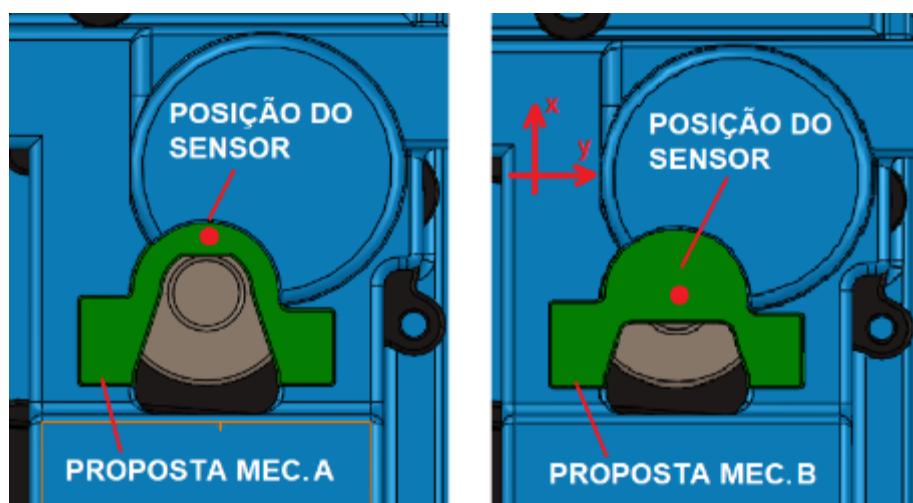


Figura 103 – Propostas mecânicas iniciais para TVi2 (A) Off Axis (B) On Axis  
Fonte: O autor.

– Solução (A) *Off Axis* – semelhante a uma “ferradura”: O sensor seria posicionado na sua extremidade e alinhado com o eixo X e o ímã fora do eixo de rotação. Nesta disposição as aferições de posição serão feitas pela leitura tridimensional dos vetores em X, Y e Z, aferindo uma posição espacial do polo norte magnético do ímã.

– Solução (B) *On Axis*: O sensor e o ímã seriam posicionados centralizados com o pino rei, o que permitiria uma leitura direta da rotação. Esta proposta além de apresentar um conceito de aferição do ângulo divergente do TVi1, também é similar ao estado da técnica de Wetering (2012), apresentado no capítulo anterior.

Um Sensor tipo *On Axis* seria (em tese) a escolha mais evidente para este tipo de aplicação. Porém deve-se salientar que segundo o próprio Wetering (2012), este sistema é limitado para ler apenas o ângulo de rotação do eixo. Leroy et. al. (2017) apresentou que sensores magnetômetros são muito eficientes para esta aplicação e apresentam erro máximo de  $0,5^\circ$  nesta configuração. Contudo, se a folga for presente no veículo, esta afetará diretamente a operação do sensor.

Segundo DN Staff (2015), a translação do eixo gerará um desalinhamento do ímã conforme Figura 104 e conseqüentemente divergências na leitura do ângulo. Este desalinhamento nos eixos X e Y gerará erros na leitura do ângulo, conforme apresentado pelo autor no mapa de erros da Figura 105. Assim como apresentado na sessão 5.1., a presença de folgas na articulação é comum, e deve obrigatoriamente ser considerada nesta aplicação.

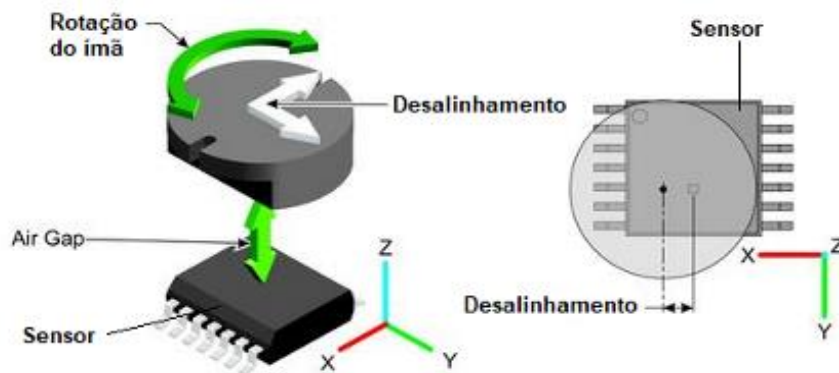


Figura 104 – Desalinhamento do ímã com o sensor na configuração (B)  
 Fonte: Adaptado de DN Staff (2015)

Neste estudo de DN Staff (2015) verificou que com menos de 1,0 mm de desalinhamento tanto em X quanto em Y, erros acima de 2,0 graus poderão ser aferidos. Cabe ressaltar que, conforme a Tabela 12, translações muito acima deste valor foram encontradas em veículos circulantes. Outro ponto é o *Air Gap* neste estudo foi de apenas 3,5 mm enquanto no veículo é em torno de 15 mm.

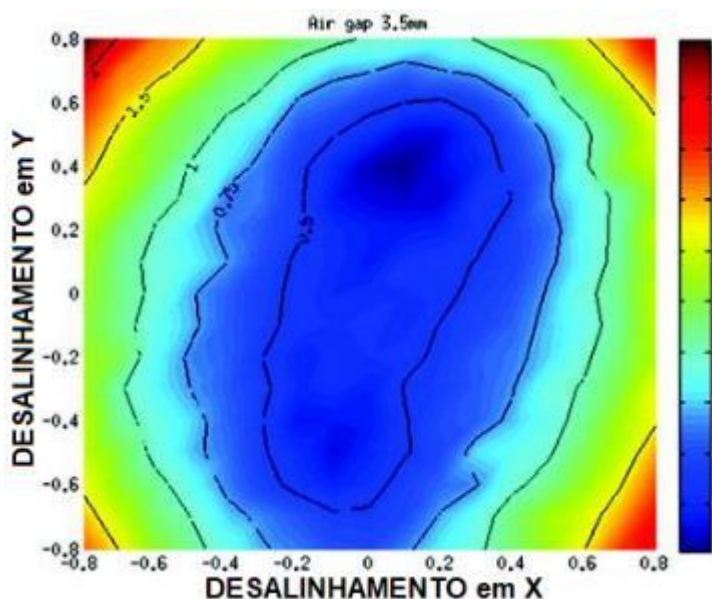


Figura 105 – Mapa de erro entre o ângulo vs. Desalinhamento do ímã nos eixos X e Y  
 Fonte: Adaptado de DN Staff (2015)

Além da imprecisão que poderia ser causada pela presença das folgas, a configuração (B) causaria um fechamento do furo da quinta roda, que possui a função de escoar sujeiras e detritos durante o procedimento de engate, Figura 106. Logo, a presença de um sensor cobrindo este furo prejudicaria este escoamento e causaria acúmulo de material sobre o próprio sensor.

Pelos motivos apresentados acima, a proposta de mecânica do sensor (B) *On Axis* foi descartada. A proposta (A) *Off Axis* foi a selecionada para o involuço do sensor. Com base nesta definição da mecânica tipo ferradura, o sensor será posicionado na extremidade da borda do furo alinhado com o eixo X e este então fará a leitura da posição espacial de um ímã afixado ao pino rei.





Figura 106 – Escoamento de impurezas pelo furo da quinta roda durante engate  
 Fonte: Autor

#### 5.4.2 DEFINIÇÃO E POSIÇÃO DE ÍMÃ

Com a proposta na mecânica definida, cabe agora definir as condições de contorno do ímã. Como sensor fará a leitura do ângulo a partir da posição espacial deste elemento magnético, este ímã deve ter, portanto, uma polarização a fim de criar um polo magnético puntiforme na face do pino rei.

Caso o ímã fosse posicionado no centro do pino rei, durante a rotação nenhuma variação de campo magnético seria aferida nos eixos X e Y. Desta forma o ímã será disposto como o polo Norte para baixo e distanciado do centro do pino rei, para desta forma, ser possível aferir sua posição espacial durante a rotação, Figura 107.

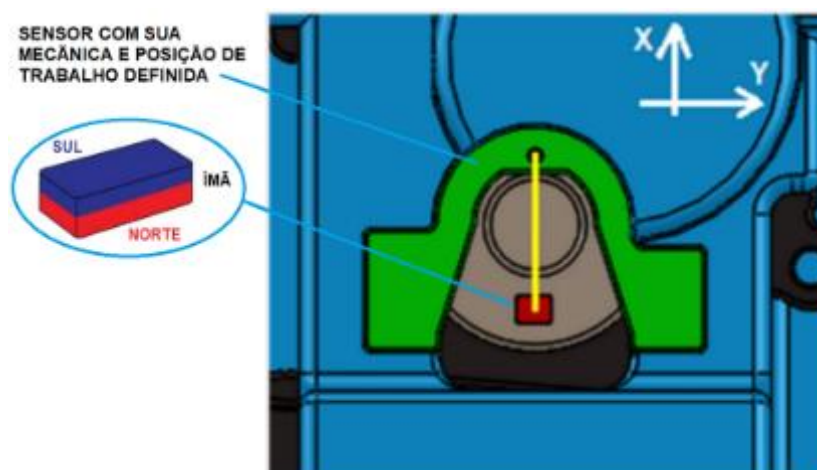


Figura 107 – Posição do ímã no pino rei para o TVi2  
 Fonte: Autor

### 5.5 BASE TÉCNICA DE PARAMETRIZAÇÃO PARA O SENSOR TVi2

A base técnica deste sensor conforme reivindicado por Batista (2019-1), é a aferição da posição espacial do pino rei, através do monitoramento dos vetores de campo magnético do ímã nos eixos X, Y e Z. Desta forma, com base em conceitos de trigonometria, nesta sessão apresenta-se a concepção do sensor e a base de parametrização necessária para sua efetiva aplicação no ambiente da quinta roda.

### 5.5.1 MONTAGEM DOS DISPOSITIVOS E ÂNGULO DE ZERO

O sensor TVi2 como conceito, pode ser utilizado tanto para sistemas O&M (*Order & Manufacture* – originais de fábrica) quando para sistemas de rastreamento, onde serão aplicados em veículos em circulação. Neste segundo cenário, tanto o sensor quanto o disco magnético serão aplicados de forma manual ao veículo e de fato, poderão ocorrer desalinhamentos em relação a posição ideal de trabalho e consequentemente gerar erros ao sistema.

Além do desalinhamento factível de se ocorrer durante o processo de montagem do sensor e do disco, também é muito comum que o procedimento de engate ocorra com o caminhão ligeiramente desalinhado em relação ao semirreboque. Por estes motivos combinados um desalinhamento global entre o ímã e sensor logo após o engate são esperados, exemplificado na Fig. 108.

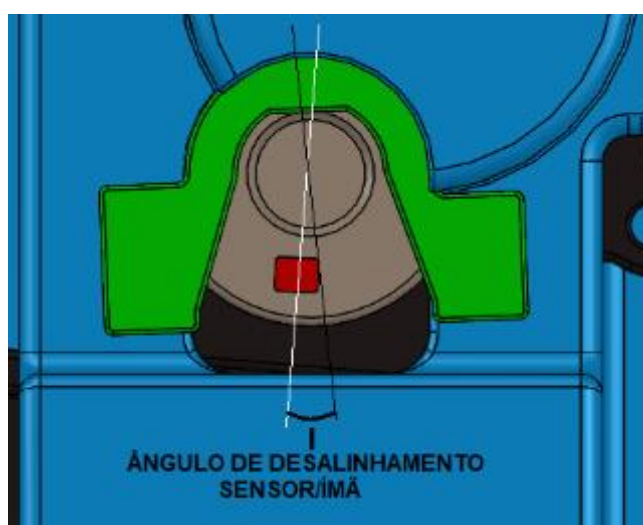


Figura 108 – Exemplo de desalinhamento entre o Sensor e o ímã após montagem e engate  
Fonte: Autor

Para minimizar este desalinhamento, setas e ranhuras foram acrescentadas aos dispositivos (Figura 109) para indicar a posição correta de montagem, que é o alinhamento destas indicações com o sentido de marcha do veículo (eixo X).

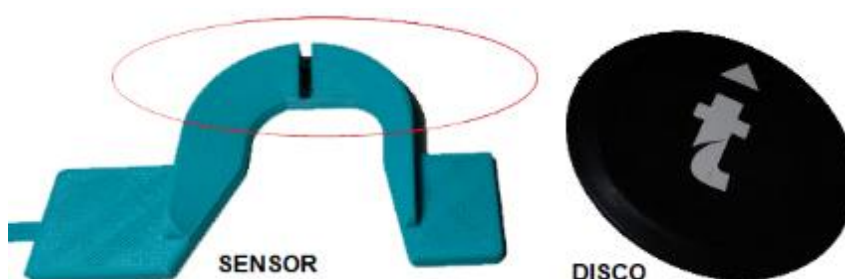


Figura 109 – Protótipo do Sensor e do Disco com indicações de montagem  
Fonte: Autor

O Ângulo de Zero (indicação da posição onde o caminhão e semirreboque estão alinhados) é a parametrização inicial mais importante para o sistema, já que é a partir deste ângulo, serão baseadas todas as demais verificações.

Como existirá um erro intrínseco tanto do processo de montagem como do procedimento de engate, o Ângulo de Zero deverá ser definido após o engate e não apenas pela leitura direta do alinhamento entre o sensor e o ímã no eixo X. Este procedimento de definição do Ângulo de Zero poderá ser feita duas formas:

– A primeira e tradicionalmente já utilizada no produto Retrovisor Inteligente é a através de um botão no painel do veículo para indicação manual do motorista, Figura 110. Desta forma o operador necessita seguir a sequência de engatar o veículo, alinhá-lo e apertar o botão para indicar este parâmetro ao sistema.



Figura 110 – Painel para indicação do Ângulo de Zero pelo motorista  
Fonte: Autor

De fato, para um sistema de segurança veicular passivo a configuração de um parâmetro importante nas mãos do operador pode ser um fator limitante, por este motivo apresenta-se outra opção para a parametrização desta referência.

– Devido a limitação abordada acima, a segunda forma de parametrizar este dado é a partir de um algoritmo de autoaprendizado do Ângulo de Zero pelo sistema, que ocorrerá durante a operação do veículo, utilizando-se da metodologia de *Machine Learning* (ML). Esta segunda forma eliminaria por completo a necessidade do botão de cabine para esta indicação, todavia não foi utilizada neste trabalho para a validação do sensor.

### 5.5.2 ENGATE ALTO E POSIÇÃO DE PINO REI BAIXO

Outro parâmetro de alta relevância para o sistema é a Posição de Pino Rei Baixo, ou Posição de Trabalho do Pino Rei no Eixo Z. Como o sistema mensurará também os movimentos translacionais do pino rei neste eixo, faz-se necessário a parametrização inicial da sua posição de trabalho neste eixo, ou melhor dizendo, a posição mais baixa do pino no eixo Z. Deve-se salientar que a quinta roda é uma peça fabricada por fundição, a qual não possui um controle metrológico rigoroso de suas dimensões. Já o pino rei é uma peça que possui um acabamento usinado e suas tolerâncias dimensionais estabelecidas de forma mais rigorosa pela Norma NBR NM ISO 337:2001.

Durante o procedimento de engate, o semirreboque permanece apoiado em seus pés de patola enquanto a quinta roda do cavalo mecânico “corre” abaixo deste veículo para realizar o atrelamento. Por diversas situações, ao concluir o procedimento, a mesa do semirreboque pode ficar em uma posição engatada, mas sem encostar na mesa da quinta roda, criando o chamado Engate Alto, Figura 111.



Figura 111 – Engate Alto semirreboque sem encostar na quinta roda após engate

Fonte: Autor

Após a retirada dos pés de patola do semirreboque, o pino rei desce e chega na sua posição correta de trabalho em Z. Assim como o Ângulo de Zero, este parâmetro de Posição de Pino Rei Baixo (posição de trabalho) precisa ser configurado após o procedimento de engate. Este parâmetro é calibrado de forma conjunta com o Ângulo de Zero, pelo botão da Figura 110 ou também através de *Machine Learning*.

### 5.5.3 QUIQUE DO PINO REI E FOLGA NEGATIVA

Em uma situação ideal, onde não há folgas entre o pino rei e a quinta roda as condições apresentadas nesta sessão seriam nulas. Porém, como já é conhecido, estas folgas (mais especificamente no eixo X) poderão causar os fenômenos de Quique do Pino Rei e/ou a Folga Negativa, que poderão interferir na efetividade do sistema de sensoriamento da quinta roda.

Durante o procedimento de engate o motorista não possui a visão da quinta roda propriamente dita, por este motivo o operador apenas saberá se este foi concluído com sucesso observando um ou ambos aspectos:

- Se o engate for realizado muito devagar, este ocorrerá de forma “macia” e o operador apenas se dará conta que foi concluído pelo som característico emitido pela trava da quinta roda;
- Já se o engate ocorrer de forma mais rápida, este ocorrerá de forma “dura” e o operador saberá se foi concluído com sucesso tanto pelo som, quanto pela sensação do impacto do pino rei com a quinta roda sentido na cabine. Por mais que aparentemente esta operação possa parecer incorreta, é bastante comum e aceitável de se ocorrer.

O fenômeno de Quique de Pino Rei ocorre principalmente durante o engate “duro”, quando após impacto com a quinta roda, o pino rei realiza um movimento similar ao quique de uma bola ao chão. Este fenômeno leva o pino rei a transladar no sentido negativo de X logo após o impacto, podendo permanecer em uma posição afastada da sua posição correta de trabalho. Cabe salientar que a posição correta de trabalho do pino rei no eixo X é a mais à frente possível e completamente encostado nas faces da quinta roda, sem folgas.

Durante o engate “macio”, como ocorre de forma lenta, ao concluir o atrelamento o pino rei pára em uma posição anterior em relação a sua posição correta de trabalho no eixo X. Com a definição de Ângulo de Zero feita de forma manual pelo operador com o botão da Figura 110, esta poderá ocorrer tanto com o pino rei na sua posição correta de trabalho ou ligeiramente deslocado no eixo X.

Quando for calibrado o Ângulo de Zero em uma posição divergente de sua posição correta de trabalho, o sistema começará a detectar folgas com valores negativos, onde o pino translada no eixo X durante as frenagens (e não em aceleração), conforme Figura 112.



Figura 112 – Fenômeno da Folga negativa  
Fonte: Autor

A folga da articulação sempre terá o mesmo valor em módulo sendo esta, uma Folga Negativa ou Positiva. Para a calibração e parametrização do cálculo do ângulo de rotação, se faz necessário verificar se o pino se encontra em sua correta posição de trabalho no eixo X.

Indica-se que esta calibração também pode ser realizada evolutivamente por *Machine Learning*, onde o sistema será capaz de reconhecer a correta posição de forma automática. Todavia, esta metodologia não foi utilizada para o estudo de validação do sensor neste trabalho.



#### 5.5.4 TRANSLAÇÕES E DE ROTAÇÃO DO PINO REI

A partir das parametrizações iniciais do Ângulo de Zero, Posição de Pino Rei Baixo e da Posição de Trabalho do Pino no Eixo X é possível calcular então, as translações do pino rei nos eixos X e Z. A metodologia proprietária de cálculo é baseada na trigonometria da leitura dos três eixos (X, Y e Z).

– A aferição das translações no eixo Z: Se dá pela leitura direta do campo magnético no eixo Z e a magnitude da translação é aferida em relação a Posição de Pino Rei Baixo, conforme apresentado na Figura 113.

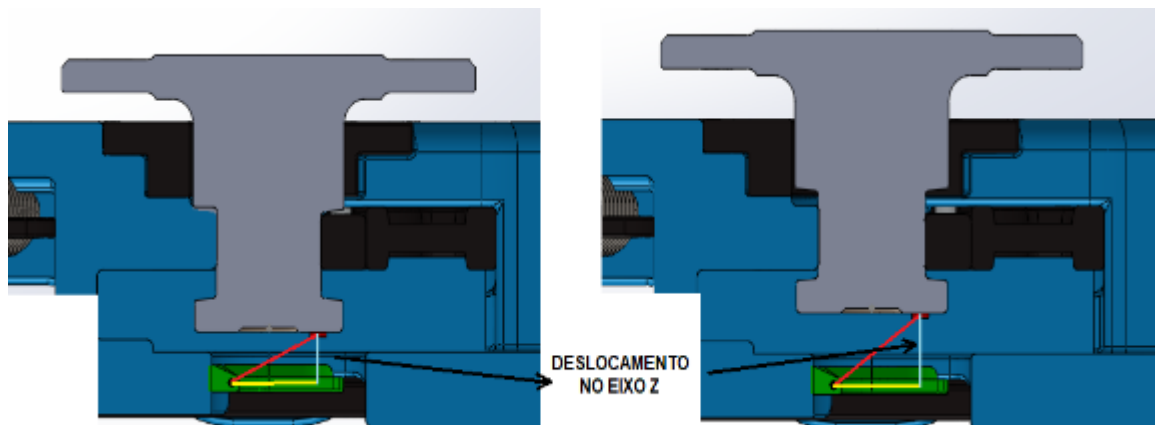


Figura 113 – Aferição da Translação em Z  
Fonte: Autor

– A aferição das translações no eixo X: Se dá pela leitura direta do campo magnético no eixo X, conforme Figura 114 abaixo. Esta aferição ocorrerá durante toda a operação do veículo, em ângulos de rotação próximos a zero, situação onde conforme item 2.4.3. é a condição crítica para a segurança do veículo, e também em ângulos maiores (até 30 graus), conforme validado nas próximas sessões.

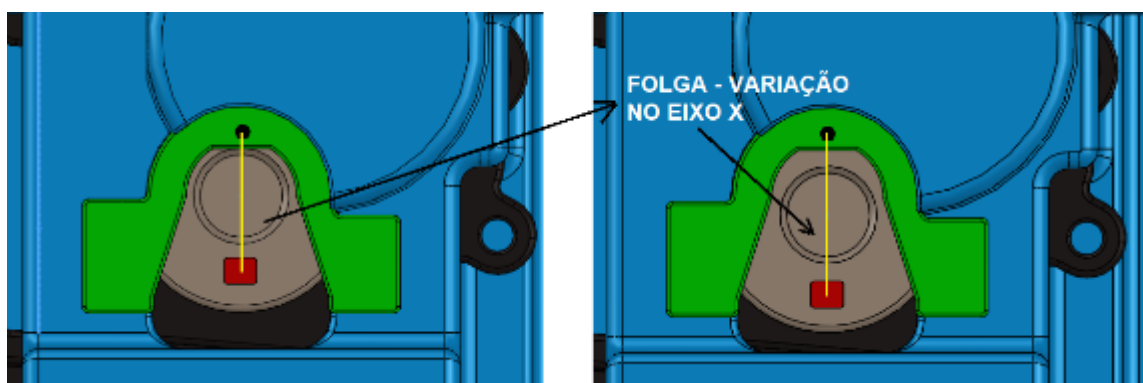


Figura 114 – Aferição da Translação em X  
Fonte: Autor

– A aferição do ângulo de rotação: O ângulo de rotação é mensurado pela verificação da posição espacial do ímã, aferido basicamente pela leitura combinada dos campos magnéticos nos eixos X e Y e calculado por trigonometria, Figura 115.

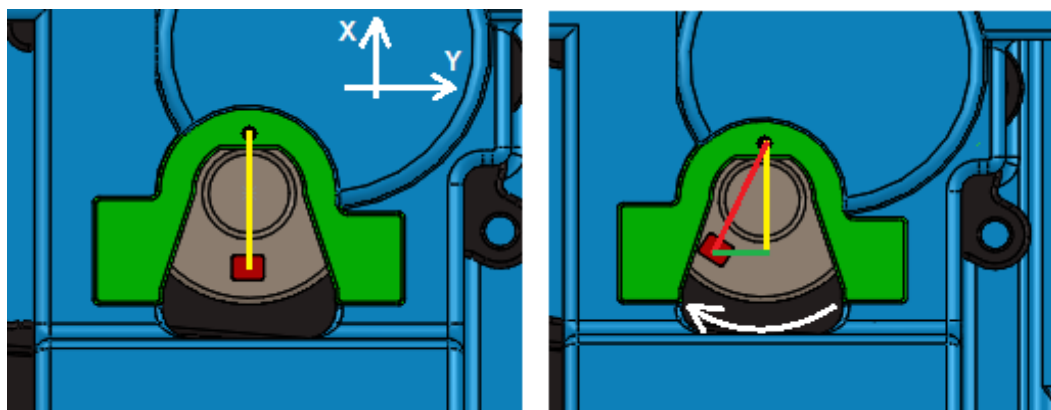


Figura 115 – Aferição do ângulo de rotação com o sensor TVi2  
Fonte: Autor

O ângulo de rotação do pino rei é de fato, o dado mais importante a ser aferido pelo sistema. Todavia, quando há translação do eixo de rotação, causada por folga no eixo X, o sistema necessitará identificar este deslocamento e mesmo nesta condição aferir o ângulo. Portanto, um algoritmo faz-se necessário para realizar esta correção, a metodologia de ajuste do ângulo devido a folga é apresentada na sessão a seguir.

### 5.5.5 CORREÇÃO DO ÂNGULO DEVIDO A FOLGA

Inicialmente, faz-se necessário apresentar o diagrama de blocos que representa a lógica de funcionamento do sistema, Figura 116. No diagrama apresentado, em azul indica-se os dados de saída que são providos pelo sensor: Condição de Engate, Folga em Z, Ângulo e Folga em X.

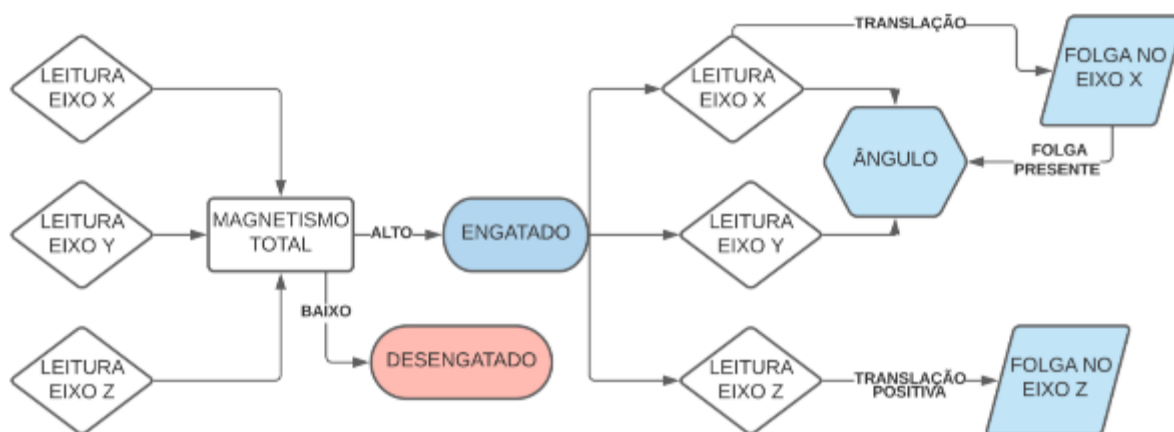


Figura 116 – Diagrama de Blocos do Sistema  
Fonte: Autor

A aferição específica do ângulo deve ser constantemente retroalimentada e corrigida. Conforme Figura 117 abaixo, o ângulo aferido será divergente quando houver folgas presentes. Basicamente a leitura do eixo Y se manterá constante em todas condições, porém com folgas, se esta for positiva no eixo X o ângulo aferido entre as linhas vermelha e amarela será menor que o real, enquanto se houver folga negativa neste eixo o ângulo aferido será maior que o real.

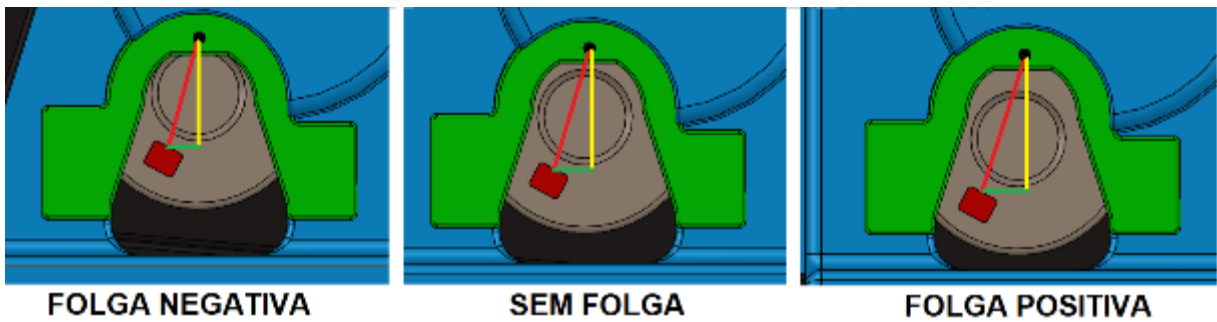


Figura 117 – Aferição do ângulo de rotação com o sensor TVi2  
 Fonte: Autor

A correção do ângulo devido à presença da folga pode ser feita comparando o valor do eixo X aferido pelo sensor com valores de referência. Quando não há presença de folga, verifica-se que há uma correlação entre a variação de leitura neste eixo com o ângulo real, onde uma perturbação nesta tendência de resultados esperados será a caracterização da presença de folgas. Desta forma, é possível traçar uma função para valores de referência, do sistema isento de folgas.

Para a realização dos testes de validação objeto de estudo deste trabalho, esta função foi inicialmente calibrada na bancada, considerando o sistema com o pino rei novo e sem folgas. Após calibrado, as folgas são aferidas de forma comparativa, quando o valor da leitura em X for divergente do valor esperado, Figura 118.

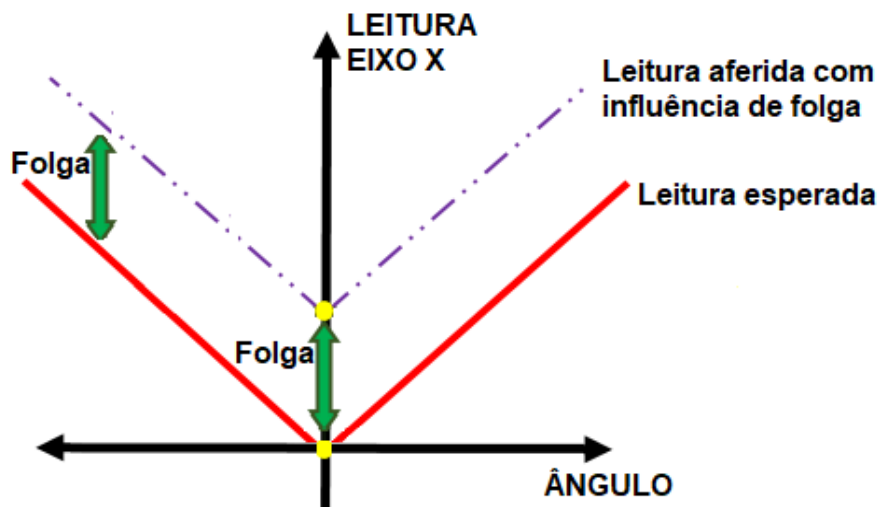


Figura 118 – Relação entre a leitura do campo magnético em X e o Ângulo de Rotação  
 Fonte: Autor

O autor aponta que existe a possibilidade desta curva ser aprendida pelo próprio sistema durante o uso do veículo em vez de ser previamente calibrada. Esta possibilidade também necessitaria da utilização de *Machine Learning* (ML) que segundo Carleo et. Al. (2019), o objetivo geral deste procedimento em ML é verificar tendências e reconhecer padrões de um sistema. A partir destes aprendizados, será possível que o sistema realize a tomada de certas decisões conforme é construído seu algoritmo. Desta forma, o ML poderia ser aplicado neste caso para reconhecer o padrão de comportamento dos valores do campo magnético em X esperados durante a rotação do pino rei sem folgas.

## 5.6 VALIDAÇÃO E CALIBRAÇÃO DO SENSOR EM BANCADA FIDEDIGNA

Para realizar a verificação e validação do sensor desenvolvido neste trabalho, duas etapas se fazem importantes. A primeira, que é apresentada nesta sessão que é realizada utilizando a bancada de quinta roda fidedigna a articulação do veículo. A segunda etapa é a realização da validação deste protótipo em veículos, onde seus resultados são apresentados na próxima sessão.

Para a realização destes testes foi montado um *setup* eletrônico do Arduino (Figura 88) com o painel de comando para se indicar o Ângulo de Zero e a Posição de Pino Rei no Eixo Z (Figura 110). Na bancada o sensor do teste foi fixado conforme Figura 107. O software de teste do Arduino foi configurado para apresentar os seguintes parâmetros de saída:

- Status de Engate do Veículo.
- Campo magnético total aferido (Magnitude).
- Leitura do vetor campo magnético (B) em X, Y e Z – Bx, By e Bz.
- Ângulo entre veículos, calculado conforme metodologia.
- Leitura de folgas (translações) nos eixos X e Z, conforme metodologia.

Os testes em bancada apresentados nesta sessão, foram realizados em cinco etapas, conforme descrito abaixo:

- 1) Calibração da leitura angular na bancada.
- 2) Sem folgas nos eixos X e Z.
- 3) Com presença de folga apenas no eixo Z.
- 4) Com presença de folga apenas no eixo X.
- 5) Com presença de folgas simultâneas nos eixos X e Z.

A validação do sensor foi realizada entre -30 e +30 graus, faixa angular mais comum durante a operação dos veículos. Ângulos superiores a estes não ocorrem durante a operação, apenas em situações de manobra após um incidente.

### 5.6.1 CALIBRAÇÃO DA BANCADA

Para realizar os testes de validação de forma fidedigna e confiável a bancada deve estar na horizontal, assim como é presente no caminhão. Em uma montagem fora deste padrão, a gravidade poderia atuar de forma divergente sobre o pino rei e gerar leituras não condizentes com a realidade.

A bancada conta com um transferidor, para realizar os testes comparativos entre o ângulo real e o ângulo lido pelo sensor. Como este transferidor foi confeccionado por impressão 3D, foi necessário inicialmente avaliar a precisão desta indicação angular. Para esta etapa, com auxílio de um goniômetro com precisão de  $\pm 0,03^\circ$ , foi avaliada a incerteza do transferidor da bancada, conforme ilustrado na Figura 119.

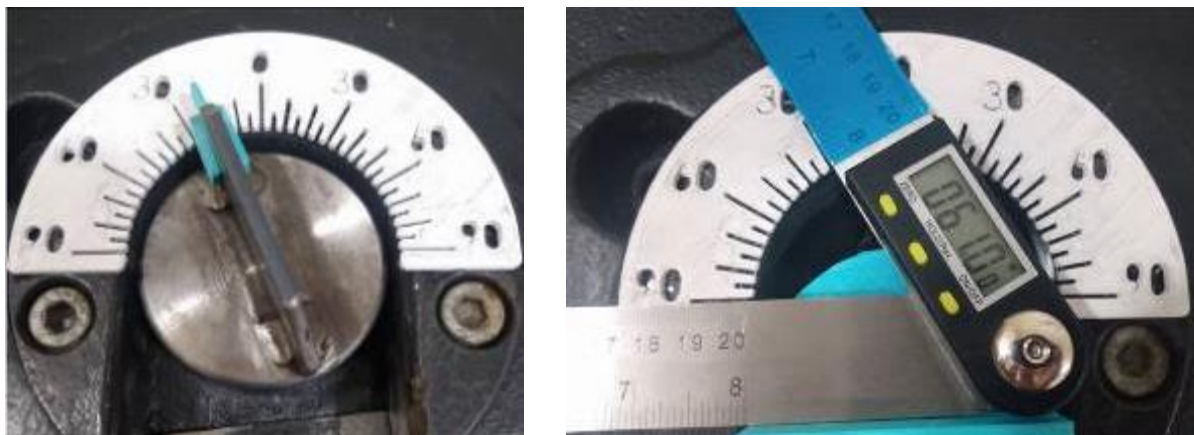


Figura 119 – Calibração do transferidor da bancada com o goniômetro

Fonte: Autor

As aferições e os erros encontrados para cada medida são apresentados abaixo na Tabela 14. Verifica-se que o erro médio do transferidor foi de  $\pm 1,0$  grau. Porém, considerando que pode haver incertezas também relacionadas à leitura do ângulo pelo operador dos testes, o autor indica uma incerteza global estimada de  $\pm 2,0$  graus para as leituras no transferidor da bancada.

Tabela 14 – Incertezas da bancada de teste

	-40°	-30°	-20°	-10°	0	10°	20°	30°	40°
<b>MEDIDA</b>	-39,15	-29,00	-18,60	-10,85	-	8,40	20,55	29,70	38,40
<b>ERRO</b>	0,90	1,00	1,40	0,85	-	1,60	0,50	0,30	1,60

Fonte: Autor

### 5.6.2 TESTE EM BANCADA SEM FOLGAS NOS EIXOS X e Z

Neste primeiro teste foram feitas aferições de ângulo de 5 em 5 graus, sem a presença de folgas no eixo X e no eixo Z. Este teste foi realizado com o pino rei novo (Figura 93A) e utilizando três amostras (AM) de ímãs iguais. A Tabela 15 apresenta o comparativo entre o ângulo real aferido no transferidor da bancada e as leituras feitas pelo sensor em graus.

Pelos resultados apresentados de valores médios, erros médios e desvios padrão verifica-se que as amostras foram muito similares entre si com apenas pequenas divergências de leitura. Basicamente pode se dizer que a mudança do ímã foi pouco interferiu nas leituras desta etapa, o que demonstra similaridade magnética entre as amostras. Os valores médios de ângulos lidos apresentaram satisfatórios, com valores muito próximos aos valores reais.



Tabela 15 – Primeiro Teste: Ângulo real vs. Aferido sem folgas – Sem folgas

Ang. Real (Transferidor)	ANGULOS AFERIDOS											
	30°	25°	20°	15°	10°	5°	-5°	-10°	-15°	-20°	-25°	-30°
Amostra 1	30,1	24,0	20,5	14,1	10,1	4,0	-5,6	-9,5	-14,7	-20,4	-24,6	-29,0
Amostra 2	30,7	24,6	19,5	14,3	10,2	4,2	-4,5	-8,8	-14,8	-19,8	-25,2	-28,7
Amostra 3	30,4	24,2	19,7	13,9	10,0	4,1	-5,1	-10,5	-14,4	-19,7	-24,9	-30,7
RESULTADOS												
VALOR MÉDIO	30,4°	24,3°	19,9°	14,1°	10,1°	4,1°	-5,1°	-9,6°	-14,6°	-20,0°	-24,9°	-29,5°
ERRO MÉDIO	0,4°	0,7°	0,1°	0,9°	0,1°	0,9°	-0,1°	-0,4°	-0,4°	-0,0°	-0,1°	-0,5°
DESV. PADRÃO	0,3	0,3	0,5	0,2	0,1	0,1	0,6	0,9	0,2	0,4	0,3	1,1

Fonte: Autor

A título de testes, foi verificado também quais seriam os valores aferidos para ângulos acima (em módulo) de 40 graus, Tabela 16, mesmo sendo fora do escopo inicialmente estabelecido de leitura até  $\pm 30$  graus.

Tabela 16 – Primeiro Teste: Ângulos aferidos acima de 40 graus

ANG. REAL ( $\pm 2,0$ graus)	ANGULOS AFERIDOS					
	40°	50°	60°	-40°	-50°	-60°
Amostra 1	40,5	51,5	62,7	-40,6	-50,3	-60,6
Amostra 2	40,7	51,3	62,3	-38,8	-51,0	-59,9
Amostra 3	40,6	52,2	63,6	-42,2	-52,3	-62,7
RESULTADOS						
VALOR MÉDIO	40,6°	51,7°	62,9°	-40,5°	-51,2°	-61,1°
ERRO MÉDIO	0,6	1,7	2,9	-0,5	-1,2	-1,1
DESVIO PADRÃO	0,1	0,5	0,7	1,7	1,0	1,5

Fonte: Autor

Pôde-se notar que, em situações ausentes de folgas o sensor também se comportou de maneira satisfatória, apresentando precisão em ângulos altos, condições incomuns para a operação de cruzeiro do veículo. Também foi possível notar que, a mudança das amostras de ímã pouco interfere nas leituras do sensor.

Por fim, nesta etapa e conforme indicado na sessão 5.5.5, foi levantada a curva de valores do eixo X sem a ocorrência de folgas, para permitir a correção do ângulo com presença de folgas, de vital importância para as próximas etapas do teste.

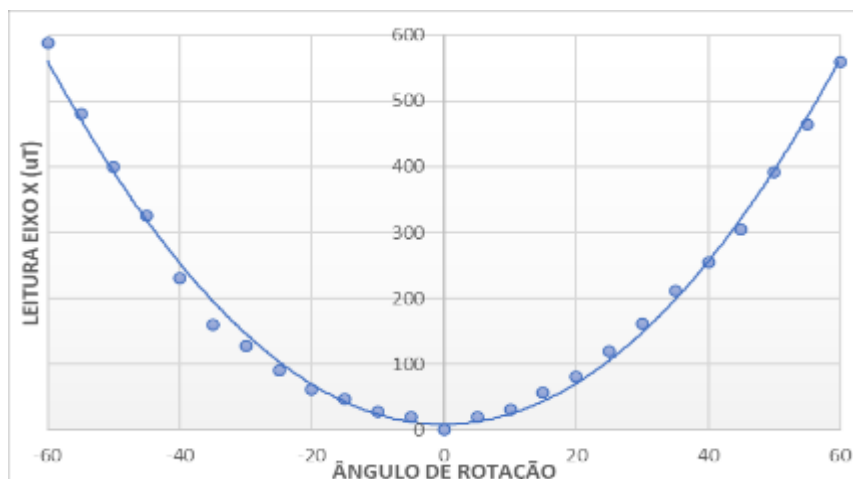


Figura 120 – Relação entre a leitura do campo magnético em X e o Ângulo de Rotação

Fonte: Autor

### 5.6.3 TESTE EM BANCADA COM FOLGA NO EIXO Z

Para o segundo teste de angular com folga no eixo Z, inicialmente foi necessária a configuração do Ângulo de Zero e a Posição de Pino Baixo. Na sequência para simular a folga em Z, acrescenta-se espaçadores de 3,0 mm e posteriormente de 6,0 mm entre o pino rei e a quinta roda, conforme apresenta-se na Figura 121. Uma observação importante é que o curso máximo do pino rei no eixo Z é de 9,0 mm.

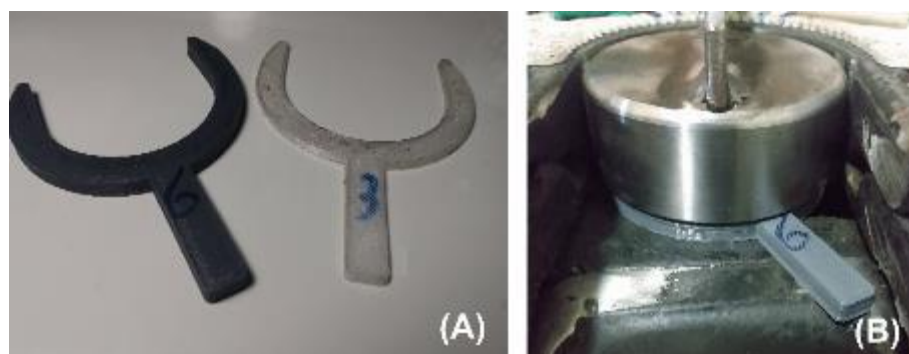


Figura 121 – Testes folga de Z (A) Espaçadores (B) Aplicados à bancada  
Fonte: Autor

Com os espaçadores na posição, foi medido e comparado os valores da folga em Z e de ângulo nestas condições. Para este teste aferiu-se vales entre -30 a +30 graus, utilizou-se o pino rei novo (Figura 91A) e as três amostras de ímãs idênticos. Os valores de folga lidos e também os ângulos aferidos nestas condições de testes, são apresentados na Tabela 17 abaixo.

Tabela 17 – Segundo Teste: Folga no eixo Z

COM FOLGA EM Z de 3,0 mm – Valores Aferidos													
ÍMÃ	Folga 0°	10°/Folga		20°/Folga		30°/Folga		-10°/Folga		-20°/Folga		-30°/Folga	
Amostra 1	2,7 mm	11,1	2,3	21,4	1,8	31,8	1,7	-9,2	2,5	-19,6	2,3	-29,5	2,4
Amostra 2	2,8 mm	10,1	2,4	20,3	2,1	31,2	1,8	-9,4	2,6	-19,1	2,5	-27,8	2,5
Amostra 3	2,7 mm	11,4	2,2	22,7	2,0	32	1,8	-9,5	2,5	-17,5	2,5	-26,6	2,5
		RESULTADOS						RESULTADOS					
VALOR MÉDIO	2,7 mm	10,9	2,3	21,5	2,0	31,7	1,8	-9,4	2,5	-18,7	2,4	-28,0	2,5
ERRO MÉDIO	0,3 mm	0,9	0,7	1,5	1,0	1,7	1,2	0,6	0,5	1,3	0,6	2,0	0,5
DESVIO PADRÃO	0,2	0,7	0,1	1,2	0,2	0,4	0,1	0,2	0,1	1,1	0,1	1,5	0,1
COM FOLGA EM Z de 6,0 mm – Valores Aferidos													
ÍMÃ	Folga 0°	10°/Folga		20°/Folga		30°/Folga		-10°/Folga		-20°/Folga		-30°/Folga	
Amostra 1	6,0 mm	10,9	5,7	18,3	5,5	28,5	5,5	-9,0	5,8	-18,0	5,8	-27	5,9
Amostra 2	6,2 mm	10,9	5,9	19,9	5,7	28,8	5,6	-8,9	6,1	-17,9	6,2	-28,8	6,2
Amostra 3	6,2 mm	11,9	5,8	21,1	5,6	29,8	5,6	-8,2	6,1	-17,9	6,0	-27,5	6,2
		RESULTADOS						RESULTADOS					
VALOR MÉDIO	6,2 mm	11,2	5,8	19,8	5,6	29,0	5,6	-8,7	6,0	-17,9	6,0	-27,8	6,1
ERRO MÉDIO	0,2 mm	1,2	0,2	0,2	0,4	1,0	0,4	1,3	0,0	2,1	0,0	2,2	0,1
DESVIO PADRÃO	0,3	0,6	0,1	1,4	0,1	0,7	0,1	0,4	0,2	0,1	0,2	0,6	0,2

Por estes resultados foi possível aferir que nesta condição, o sistema também apresentou leituras angulares condizentes, com precisão e repetibilidade para as três amostras de ímãs. Já em leitura direta da folga apresentou-se alguns desvios, todavia, em um erro médio os valores apresentam-se dentro do aceitável. Em relação a detecção da iminência ao tombamento pela translação em Z com é uma forma disruptiva de se detectar esta instabilidade. Logo, sugere-se como estudo futuro, a verificação da correlação entre esta folga e o limiar de tombamento (SRT).

#### 5.6.4 TESTE EM BANCADA COM FOLGA NO EIXO X

Na sequência, foi realizado o teste para aferição angular com folga em X. Para este teste utilizou-se do pino rei desgastado (Figura 91B), e foram feitas as aferições do ângulo e da folga lida também entre os ângulos de -30 a +30 graus, para três valores de folga real em X: 2,0; 4,0 e 6,0 mm. A Tabela 18 apresenta estes resultados.

Tabela 18 – Terceiro Teste: Folga no eixo X

COM FOLGA EM X de 2,0 mm – Valores Aferidos													
ÍMÃ	Folga 0°	10°/Folga		20°/Folga		30°/Folga		-10°/Folga		-20°/Folga		-30°/Folga	
Amostra 1	2,2 mm	11,0	2,2	21,0	2,2	31,8	2,0	-10,0	2,0	-20,9	2,4	-30,9	2,4
Amostra 2	2,0 mm	10,1	2,0	20,6	1,9	31,7	1,7	-10,4	2,0	-21,6	2,2	-31,2	2,1
Amostra 3	2,2 mm	9,0	2,0	20,3	1,8	31,0	1,7	-11,8	2,1	-21,7	2,0	-31,8	1,4
		RESULTADOS						RESULTADOS					
VALOR MÉDIO	2,2 mm	10,0	2,1	20,6	2,0	31,5	1,8	-10,7	2,0	-21,4	2,2	-31,3	2,0
ERRO MÉDIO	0,2 mm	0,0	0,1	0,6	0,0	1,5	0,2	0,7	0,0	1,4	0,2	1,3	0,0
DESVIO PADRÃO	0,1	1,0	0,1	0,4	0,2	0,4	0,2	0,9	0,1	0,4	0,2	0,5	0,5
COM FOLGA EM X de 4,0 mm – Valores Aferidos													
ÍMÃ	Folga 0°	10°/Folga		20°/Folga		30°/Folga		-10°/Folga		-20°/Folga		-30°/Folga	
Amostra 1	4,1 mm	8,2	3,8	19,2	3,8	30,4	3,6	-13,1	3,9	-24,4	4,0	-33,4	4,0
Amostra 2	4,0 mm	9,8	3,9	19,4	3,8	31	3,7	-11,8	4,0	-22,9	4,1	-32,4	4,1
Amostra 3	4,2 mm	8,7	3,9	18,9	3,9	31,4	3,7	-12,5	4,0	-23,0	4,1	-33,2	4,0
		RESULTADOS						RESULTADOS					
VALOR MÉDIO	4,1 mm	8,9	3,9	19,2	3,8	30,9	3,7	-12,5	4,0	-23,4	4,1	-33,0	4,0
ERRO MÉDIO	0,1 mm	1,1	0,1	0,8	0,2	0,9	0,7	2,5	0,0	3,4	0,1	3,0	0,0
DESVIO PADRÃO	0,2	0,8	0,1	0,3	0,1	0,5	0,1	0,7	0,1	0,8	0,1	0,5	0,1
FOLGA EM X de 6,0 mm													
ÍMÃ	Folga 0°	10°/Folga		20°/Folga		30°/Folga		-10°/Folga		-20°/Folga		-30°/Folga	
Amostra 1	6,0	7,2	5,9	18,4	5,9	29,8	5,8	-15,1	6,2	-25,9	6,3	-33,4	6,3
Amostra 2	6,1	8,5	5,9	18,0	5,9	30,3	5,7	-14,0	6,1	-25,0	6,2	-33,2	6,1
Amostra 3	6,2	8,5	6,1	18,2	6,1	30,7	5,9	-14,1	6,3	26,2	6,4	-33,0	6,4
		RESULTADOS						RESULTADOS					
VALOR MÉDIO	6,0 mm	8,1	6,0	18,2	6,0	30,3	5,8	-14,4	6,2	-8,2	6,3	-33,2	6,3
ERRO MÉDIO	0,0 mm	1,9	0,0	1,8	0,0	0,3	0,2	4,4	0,2	1,8	0,3	3,6	0,3
DESVIO PADRÃO	0,1	0,8	0,1	0,2	0,1	0,5	0,1	0,6	0,1	29,8	0,1	0,2	0,2

Em relação aos resultados obtidos nota-se boas leituras na aferição da folga para todas as condições do teste. Já a aferição do ângulo foi ligeiramente afetada pelo aumento da folga em ângulos maiores, porém pouco relevantes para o sistema como um todo, que apresentou valores médios de leitura interessantes e dentro das premissas iniciais. Cabe salientar que esta folga não deve estar presente durante a operação do veículo, apesar de ser comum observar em veículos circulantes. O objetivo maior desta aferição é apresentar este dado ao motorista por algum aviso painel, e assim permitir seu conhecimento e correção imediata pelo operador.

#### 5.6.5 QUARTO TESTE EM BANCADA – COM FOLGAS SIMULTÂNEAS EM X e Z

Por fim, o quarto teste apresenta os resultados para condições com folgas presentes simultaneamente no eixo X e no eixo Z. Para a realização deste teste utilizou-se o pino rei desgastado (Figura 91B) e também os espaçadores da Figura 121A.

Para uma avaliação mais direta, como a mudança do ímã pouco interfere no resultado, para este teste, foi utilizado apenas uma amostra do ímã escolhida ao acaso. Os dados são apresentados na Tabela 19:

**Tabela 19 – Testes em bancada fidedigna com folgas nos eixos X e Z**

FOLGA EM Z - 3,0 mm																		
Folga X	10°/Fol.X/Fol.Z			20°/Fol.X/Fol.Z			30°/Fol.X/Fol.Z			-10°/Fol.X/Fol.Z			-20°/Fol.X/Fol.Z			-30°/Fol.X/Fol.Z		
2,0mm	11,4	2,1	2,2	22,7	2,1	1,9	33	2,2	1,6	-9,6	1,5	2,5	-20,8	1,7	2,4	-27,8	1,7	2,3
4,0mm	12,1	3,8	2,2	23,3	4,0	1,9	33,1	4,0	1,7	-10,9	3,7	2,5	-21,8	3,9	2,3	-30,9	3,8	2,2
6,0mm	10,9	6,3	2,8	21,3	6,5	2,5	33,5	6,6	2,2	-12,5	6,3	2,9	-23,7	6,4	2,7	-34,7	6,5	2,7
ÂNGULO MÉDIO	11,5	ERRO: 1,5		22,4	ERRO: 2,4		33,2	ERRO: 3,2		-11,0	ERRO: 1,0		-22,1	ERRO: 2,1		-31,1	ERRO:1,1	
ERRO MÉDIO X		0,2			0,2			0,3			0,4			0,3			0,3	
ERRO MÉDIO Z		0,6			0,9			1,2			0,4			0,5			0,6	
FOLGA EM Z - 6,0 mm																		
Folga X	10°/Fol.X/Fol.Z			20°/Fol.X/Fol.Z			30°/Fol.X/Fol.Z			-10°/Fol.X/Fol.Z			-20°/Fol.X/Fol.Z			-30°/Fol.X/Fol.Z		
2,0mm	12	2,3	5,2	22,5	2,3	5,0	32,7	2,2	4,9	-8,5	1,9	5,5	-17,5	2,1	5,4	-26,9	1,7	5,5
4,0mm	12	4,4	5,0	21,9	4,5	4,8	32,9	4,3	4,6	-9,2	4,2	5,2	-19,6	4,3	5,1	-29,5	4,2	5,1
6,0mm	10,3	6,2	5,1	20,4	6,4	4,8	32	6,4	4,7	-11,9	6,1	5,2	-23,5	4,0	5,1	-34	6,3	5,1
ÂNGULO MÉDIO	11,4	ERRO: 1,4		21,6	ERRO: 1,6		32,5	ERRO: 2,5		-9,9	ERRO: 0,1		-20,2	ERRO: 0,2		-30,1	ERRO:0,2	
ERRO MÉDIO X		0,3			0,4			0,3			0,1			0,8			0,3	
ERRO MÉDIO Z		0,9			1,1			1,3			0,7			0,8			0,8	

Avaliando os resultados obtidos, verifica-se uma condição interessante: a leitura angular pouco se altera pela presença de folgas simultâneas. De fato este, é o dado mais importante e relevante do sistema, a existência da leitura angular sem a influência das folgas, o que demonstra a robustez do sistema. Em relação a leitura das translações verifica-se uma leitura em X coesa em todos os pontos aferidos, com precisão. Já no eixo Z um ligeiro erro sistêmico foi observado, mas de toda forma atende as premissas inicialmente colocadas para o sistema.

### 5.6.6 DISCUSSÃO SOBRE OS RESULTADOS DE BANCADA

A partir dos resultados obtidos nos testes do sensor em bancada, verifica-se a viabilidade técnica e sua prova de conceito para o monitoramento da posição tridimensional do pino rei na quinta roda. O que se pôde notar é uma boa coesão nos resultados, principalmente devido à coerência da leitura dos ângulos mesmo com presença de folgas, umas das principais características inovadoras do sistema. As leituras entre -30 a +30 graus é coerente com as premissas e necessidades da aplicação, e por fim, pode se dizer que haverá precisão nesta faixa para três aferições: Ângulo, Translação em X e Translação em Z.

De toda forma, também é possível que este sistema apresente um grau alto de precisão em uma faixa ainda maior de leitura. Caso esta característica se faça necessária, segundo Chen et. al. (2017), para que este tipo aferição tridimensional por magnetômetro seja mais precisa, seria necessária a aplicação de uma quantidade maior de sensores. Estes sensores devem ser posicionados ao longo de todo o curso que o ímã desenvolve durante a rotação do pino, e assim será possível garantir a precisão, por exemplo, na leitura angular entre -90 a +90 graus.

### 5.7 VALIDAÇÃO DO SENSOR EM CAMINHÕES ARTICULADOS

A segunda validação deste sensor é a sua aplicação em veículos. Após a validação em bancada faz-se necessário testar este sensor em caminhões articulados. Os testes foram realizados em veículos distintos, cedidos por empresas parceiras, apresentados na Figura 122.



Figura 122 – Veículos utilizados nos testes  
Fonte: Autor



Os veículos em questão são:

- 1) Iveco Stralis ano 2019 com semirreboque tipo Baú frigorífico (Cia. Verde).
- 2) Volkswagen Titan 19-310 ano 2003 com semirreboque tipo Baú (Trans. Guaíra).
- 3) Iveco Stralis ano 2013 com semirreboque tipo prancha (EHS Transportes).
- 4) Mercedes Axor ano 2018 com semirreboque tipo tanque (Transpedrosa).

Inicialmente, a primeira avaliação feita nos veículos, foi aferir se apresentavam folgas no Eixo X. Para realizar esta aferição, foi verificado do deslocamento relativo entre o semirreboque e o cavalo mecânico com auxílio de uma fita, assim como apresentado na Figura 97. O resultado é apresentado na Tabela 20:

**Tabela 20 – Valores de folgas encontrados nos veículos dos testes práticos**

	Veículo 1	Veículo 2	Veículo 3	Veículo 4
<b>FOLGA em X</b>	<b>NÃO</b>	<b>SIM</b>	<b>SIM</b>	<b>NÃO</b>
<b>MAGNITUDE</b>	-	<b>5,0 mm</b>	<b>1,5 mm</b>	-

Fonte: Autor

### 5.7.1 METODOLOGIA PARA CÁLCULO DO ÂNGULO REAL

Na sequência, foram realizados testes de avaliação do sensor aplicado nos veículos. Este teste consistia basicamente em realizar uma conversão a direita e outra à esquerda para verificar de forma comparativa, o ângulo aferido pelo sensor e o ângulo real. As medições do ângulo real eram calculadas por trigonometria, a partir de uma medida aferida em campo da distância entre laterais dos veículos durante a conversão, conforme explica-se na Figura 123 abaixo.

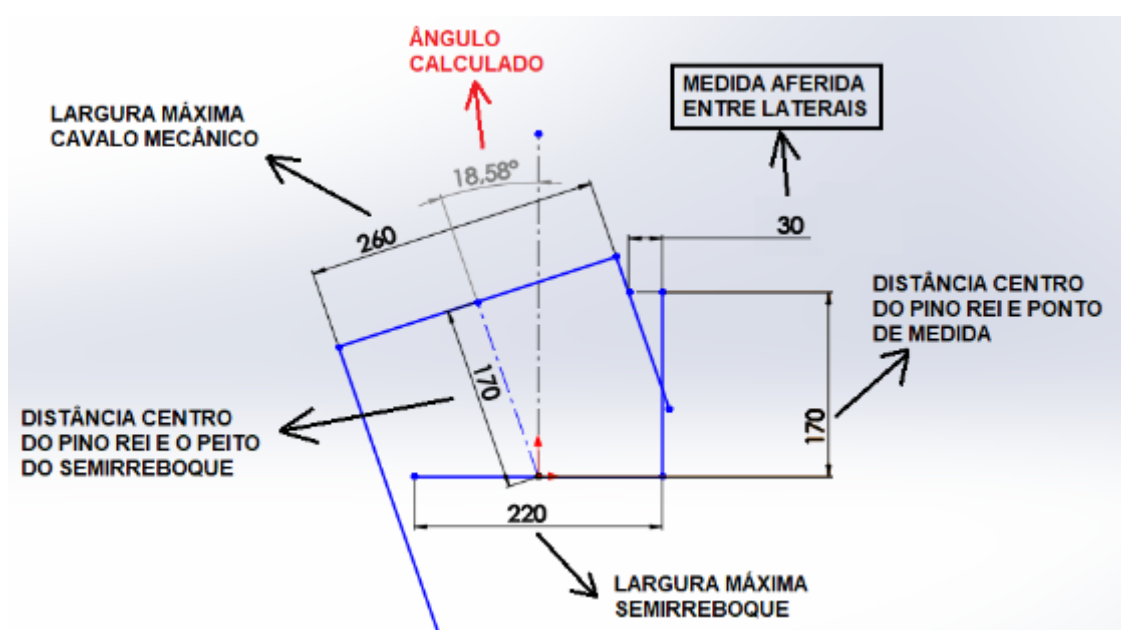


Figura 123 – Trigonometria para cálculo do ângulo entre veículos (em cm)

Fonte: Autor

Por questões de segurança, limitou-se a realizar estes testes em baixa velocidade, com os veículos descarregados, dentro do pátio de cada empresa e acompanhado por um condutor habilitado. Os testes de conversão foram realizados parando o veículo em pontos aleatórios do circuito, onde se realizava as aferições. Também não foram realizados outros testes mais agressivos visto a possibilidade de ocorrer acidentes durante os testes, como por exemplo a realização de manobras para se reproduzir a Separação da Quinta Roda em condições prévias ao tombamento, onde seria possível aferir a acuracidade na detecção das translações no eixo Z.

### 5.7.2 RESULTADOS EM TESTES PRÁTICOS

Aplicando a metodologia descrita acima, calculou-se ângulo e o erro entre o valor calculado real e o aferido pelo sensor. Os resultados dos testes para cada veículo são apresentados na Tabela 21.

**Tabela 21 – Validação em testes práticos**

VEÍCULO 1 – IVECO CIA. VERDE						VEÍCULO 3 – IVECO PRANCHA EHS					
FOLGAS LIDAS		ERRO EM X	ÂNGULO		ERRO ANG.	FOLGAS LIDAS		ERRO EM X	ÂNGULO		ERRO ANG.
EIXO Z	EIXO X		REAL	SENSOR		EIXO Z	EIXO X		REAL	SENSOR	
0	0	0	15	14	1	0	1	1	13	12	1
0	0	0	32	28	4	1	2	0	19	14	5
0	0	0	40	35	5	2	2	0	29	25	4
0	0	0	-17	-15	2	0	1	1	-6	-9	3
1	0	0	-27	-24	3	1	2	0	-16	-13	3
1	0	0	-35	-32	3	3	2	0	-19	-17	2
1	0	0	-38	-35	3	3	2	0	-26	-23	3

VEÍCULO 2 – VW TRANS. GUAÍRA						VEÍCULO 4 – MERCEDES TRANSPEDROSA					
FOLGAS LIDAS		ERRO EM X	ÂNGULO		ERRO ANG.	FOLGAS LIDAS		ERRO EM X	ÂNGULO		ERRO ANG.
EIXO Z	EIXO X		REAL	SENSOR		EIXO Z	EIXO X		REAL	SENSOR	
0	5	0	-8	-8	0	0	0	0	0	0	0
0	5	0	-16	-13	3	0	0	0	7	7	0
0	5	0	-23	-18	5	1	0	0	16	18	2
0	4	1	-30	-25	5	1	0	0	30	31	1
1	5	0	-37	-32	5	1	0	0	45	40	5
1	5	0	17	14	3	0	0	0	-11	-14	3
0	4	1	21	18	3	0	0	0	-21	-26	5
1	5	0	32	25	7	1	0	0	-31	-33	2
						1	0	0	-43	-41	2

Fonte: Autor

### 5.7.3 DISCUSSÃO SOBRE OS RESULTADOS PRÁTICOS

Através dos resultados obtidos nestes testes, observa-se um resultado que pode ser considerado satisfatório. Cabe ressaltar que o erro observado foi de fato, maior que o observado em bancada, porém houve um maior grau de incerteza para o cálculo do ângulo real. Como este dado foi aferido por estimativa e a medição em campo este é factível a incertezas, deduz-se que boa parte do erro encontrado foi devido a esta metodologia.

Todavia a aferição da folga em X apresentou um erro pequeno e condizente em todos os testes, o que levou a validar sua acuracidade. Como este parâmetro teve sua aferição do valor real realizada de uma forma mais precisa, para este apresenta-se uma maior confiabilidade de resultados.

Já em relação a acuracidade nas medições da translação em Z, de fato, não foi possível aferir seu valor real. Cabe apontar que como os veículos dos testes estavam descarregados, durante movimentações de “anda e para” entre medições notou-se uma ligeira arfagem do semirreboque. Cabe a hipótese que estes movimentos geraram deslocamentos do pino rei no eixo Z, e por este motivo, foram aferidas leituras de translação em Z pelo sensor.

Apesar de um resultado significativo, verificou-se uma dificuldade de se testar este sensor em veículos, devido aos movimentos limitados e incertezas que este teste, da forma que foi realizado, apresentou. Todavia, o teste realizado foi considerado suficiente como prova de conceito para o projeto em questão. O autor indica como trabalhos futuros a aplicação deste sensor em testes utilizando a metodologia de *Hardware in the Loop* (HIL), amplamente utilizado pela indústria automotiva em validação de novos componentes e sensores embarcados.

## 6 CONCLUSÕES

A partir deste estudo, foi possível realizar conclusões sobre o desenvolvimento e a necessidade deste sensor quinta roda e também sobre a efetividade do controle de estabilidade em veículos articulados no cenário brasileiro, considerando as tecnologias atualmente existentes. As conclusões são apresentadas a seguir:

### 6.1 SOBRE A TECNOLOGIA DE CONTROLE DE ESTABILIDADE NO BRASIL

No Brasil, devido à alta presença de veículo longos e biarticulados, combinado o fato de haver uma quantidade significativa de estradas e veículos em mau estado de conservação, haverá uma alta frequência de acidentes causados inicialmente por Efeito Chicote (*Trailer Swing*). Constatou-se que as configurações brasileiras de semirreboques, biarticulados (bitrens e rodotrens) e cegonheiras, são as mais susceptíveis a estas instabilidades de guinada repentina do semirreboque, que apenas poderão ser monitoradas e controladas com efetividade, se houver algum sistema de monitoramento da articulação do veículo.

Mesmo com a obrigatoriedade do controle de estabilidade em veículos articulados, exigida no Brasil pela regulamentação 641:2016 do Contran, constatou-se que as tecnologias que serão embarcadas apresentarão uma efetividade praticamente nula em evitar acidentes causados inicialmente por Efeito Chicote. Portanto, é esperável que a redução do índice de acidentes envolvendo veículos articulados, infelizmente, seja menor que o esperado em nosso país, mesmo com o advento desta regulamentação, em vigor a partir de 2025.

### 6.2 SOBRE A NECESSIDADE DE SENSORIAMENTO DA ARTICULAÇÃO

As necessidades atuais de segurança em veículos e as lacunas tecnológicas encontradas nos atuais sistemas de controle de estabilidade levam a concluir que existe uma demanda para se haver algum tipo de monitoramento na articulação do veículo. Este dispositivo será necessário tanto para os sistemas de controle de estabilidade, como também para equipamentos de rastreamento (telemática) e em aplicações futuras de automação dos veículos. As evidências levam a concluir que monitorar o ângulo da quinta roda é um dado essencial, devido as motivações abaixo:

– Para os sistemas de controle de estabilidade, o controle integral da estabilidade de um conjunto veicular de carga (CVC) apenas será pleno se houver algum dispositivo capaz de monitoramento guinada do semirreboque. Pela bibliografia pesquisada, a forma mais prática e direta de se monitorar estes movimentos é através do ângulo pela quinta roda.

– Para os sistemas de telemática, apenas será possível controlar integralmente a conduta do motorista, bem como conhecer a causa raiz de um acidente, se for conhecido e monitorado os movimentos do semirreboque. Como os dispositivos de rastreamento estão presentes em sua maioria no cavalo mecânico, o controle do semirreboque através da quinta roda se faz interessante para este fim.

– Para aplicações em veículos autônomos, foi possível concluir que apenas será possível gerir integralmente o comportamento dinâmico de um veículo articulado, se for conhecido o ângulo entre as unidades veiculares, sem este dado, automatizar o caminhão articulado integralmente em todas as condições torna uma tarefa árdua, principalmente para as condições onde houver manobras.

### **6.3 SOBRE O ESTADO DA ARTE DE MONITORAMENTO DA QUINTA RODA**

Pela pesquisa realizada, foi possível verificar que a busca por soluções e artifícios tecnológicos de se controlar o ângulo da articulação é de longa data. Todavia, verificou-se que a grande maioria do estado da arte existente para este fim são sistemas pouco práticos ou demasiadamente complexos para de fato, serem implementados em veículos. Outro ponto que foi possível constatar é que em nenhum dos sistemas se apresentou soluções para o monitoramento angular mesmo em situações com a presença de folgas na articulação.

Logo, foi averiguado que ainda há lacunas tecnológicas no estado da técnica atual. Com o preenchimento destas, torna-se possível a detecção tanto das folgas longitudinais no entre o pino rei e a quinta roda, como necessária aferição do ângulo.

Além da desta detecção de folgas longitudinais, a partir deste trabalho, levantou-se a possibilidade de se monitorar eventos de tombamento também através da quinta roda, pelo monitoramento translacional do pino rei no eixo Z. A partir do levantamento bibliográfico realizado concluiu-se pela viabilidade técnica desta possibilidade, limitando-se apenas, a sua aplicação em semirreboques rígidos. Esta possibilidade pode ser considerada uma inovação relevante, pois apresenta uma alternativa mais prática, simples e direta do que as tecnologias atuais para este fim.

### **6.4 SOBRE AS PROPOSTAS TÉCNICAS DE SENSORIAMENTO**

A partir das lacunas tecnológicas encontradas, apresentou-se duas propostas tecnológicas. Foi conclusivo pela pesquisa do estado da arte que estas propostas apresentam um alto grau inovativo e diferenciais relevantes frente ao estado da técnica atual. A proposta escolhida para o desenvolvimento deste trabalho apesar de simples e utilizar o mesmo conceito de sensoriamento de quinta roda já conhecido pelo mercado, se mostrou disruptiva, tecnicamente viável e com alta aplicabilidade frente as necessidades encontradas.



Em relação a estas propostas técnicas apresentadas, tendo em vista as necessidades do sensoriamento de quinta roda apresentadas anteriormente, foi possível concluir que tanto o sistema ora desenvolvido, o sensor de segunda geração TVi2, quanto a proposta técnica futura do sensor por eletroímã TVi3, poderão ser aplicadas com efetividade para os sistemas de controle de estabilidade, rastreamento e automação veicular. As premissas técnicas e condições de contorno impostas para este desenvolvimento se mostraram adequadas às necessidades de produto e também para aplicação destes sensores ao ambiente da quinta roda.

## 6.5 SOBRE O DESENVOLVIMENTO DO SENSOR E RESULTADOS OBTIDOS

Sobre o desenvolvimento do projeto, foi possível concluir que, de fato, existe a possibilidade de se monitorar tridimensionalmente a posição de um pino (giratório), mesmo quando aplicado em um ambiente pouco convidativo para sensores como a quinta roda. Apesar das dificuldades encontradas, foi conclusiva a viabilidade do projeto com resultados satisfatórios.

Durante o desenvolvimento o autor verificou que as folgas, o procedimento de instalação e de engate/desengate do veículo influenciam diretamente na performance do sensor e por este motivo, devem ser obrigatoriamente consideradas em um projeto de um sensor para a quinta roda. O autor averiguou durante o desenvolvimento, melhorias e outras metodologias que poderão ser aplicadas a este sensor (como o *Machine Learning*) que aumentariam o nível de confiabilidade e precisão deste sensor ora desenvolvido. Logo, apesar de ter sido testado tanto em bancada como em veículos, o autor apresenta este sistema tem seu desenvolvimento continuado, mesmo que findado este trabalho dissertação.

Os resultados dos testes em bancada fidedigna se mostraram satisfatórios frente as condições de contorno inicialmente estabelecidas. Pelos resultados aferidos principalmente o resultado do teste de folga conjugada, situação de pior cenário para este sensor, levam a concluir não apenas pela robustez e viabilidade técnica do projeto, mas como um validador de prova de conceito da técnica criada. Os resultados dos testes em veículos também se mostraram satisfatórios, todavia com um maior grau de incerteza devido ao método utilizado e das limitações apresentadas. Mesmo com este cenário, a realização do teste em veículos foi considerada satisfatória, principalmente para validar os dados de bancada, o que indica forte tendência de correção entre valores obtidos em bancada e em campo.

Em relação aos resultados global deste trabalho de desenvolvimento de um sensor tridimensional para a quinta roda, foi possível afirmar que os dados aferidos aqui apresentados são ímpares e disruptivos, o que faz deste trabalho de dissertação um estudo precursor na apresentação deste tipo de tecnologia e também da aplicação de sensores tridimensionais na quinta roda.

Por fim, os resultados técnicos obtidos levam a concluir não apenas pela viabilidade técnica e comercial do sistema, mas demonstra e comprova a materialização da inovação de um projeto disruptivo, frente a necessidade da Engenharia de se proporcionar constantemente mais segurança ao sistema viário de transporte. Para o autor, este trabalho apresenta uma grande contribuição a Engenharia e Sociedade, pela análise crítica da efetividade dos atuais sistemas de controle de estabilidade quando aplicados no contexto do nosso país, bem como ao fato de apresentar a forma de serem aperfeiçoados com a aplicação de uma tecnologia inovadora genuinamente brasileira.

## 6.6 PRÓXIMOS PASSOS E TRABALHOS FUTUROS

Os próximos passos é apresentação deste projeto junto às montadoras e sistemistas do mercado automotivo para demonstrar sua viabilidade e necessidade. Em paralelo, buscar-se-á também o conhecimento das autoridades do nosso país sobre a questão da instabilidade do Efeito Chicote e a forma que este pode ser evitado.

As dificuldades encontradas ao longo deste trabalho, a possibilidade de continuidade e melhorias deste desenvolvimento levam o autor a sugerir alguns trabalhos futuros:

- Realizar a validação utilizando a metodologia da indústria automobilística de *Hardware in the Loop*.
- Aplicar *Machine Learning* para aferir os dados do Ângulo de Zero, Posição de Pino Rei Baixo e a Curva de Eixo X.
- O desenvolvimento de uma plataforma para a integração entre os sensores de quinta roda e os sistemas de rastreamento e de controle de estabilidade do veículo.
- Um estudo de correlação, entre os valores de translação do pino rei no eixo Z e o limiar de tombamento do veículo (SRT).
- Estudar a efetividade deste sistema em de fato evitar acidentes, utilizando dados provenientes de bancos de dados e com modelos estatísticos para averiguar como o sensor se comportaria em acidentes já ocorridos e investigados.
- Um estudo de viabilidade e desenvolvimento da proposta do sensor por eletroímã.

O autor espera que, em um curto/médio espaço de tempo, este sensor seja comercializado com um kit pós venda, para sistemas de rastreamento e telemática. Em um segundo momento, o autor espera que este produto possa ser incorporado ao controle de estabilidade, sendo um item que irá compor o sistema integral. Por fim, todo este trabalho levam o autor a crer não apenas a uma futura comercialização bem sucedida desta inovação apresentada, mas principalmente na contribuição de Engenharia, em se buscar formas de reduzir o crescente número de vidas perdidas ao longo de nossas estradas.

## 7 REFERÊNCIAS

ABNT NBR NM ISO 337:2001 “Veículos rodoviários – Pino rei de 50 para semi-reboques, Dimensões básicas de montagem e intercambialidade”, São Paulo, 2001.

ABNT NBR ISO 4130:2007 “Veículos Rodoviários Automotores – Sistema de referência Tridimensional e Marcas de Referência – Definições”, São Paulo, 2007.

ABNT 10966-1:2015 “Veículos rodoviários automotores — Sistema de freio Parte 1: Disposições uniformes relativas à aprovação quanto à frenagem para veículos das categorias M, N e O”, 2015.

ARANT, M., “Assessing the effect of chassis torsional stiffness on the accuracy of heavy vehicle understeer and rollover modeling”, Clemson University, EUA, 2010.

AUTOESPORTE “Perigos em pista molhada”, 2004. Disponível em <<https://www.youtube.com/watch?v=Lf2bT1FRD24>>. Acesso em 10 de Junho 2020.

BARBOSA Felipe Marques et. Al. “Robust path-following control for articulated heavy-duty vehicles”, Universidade de São Carlos, São Carlos 2018.

BARICKMAN Frank S. et. Al., “Tractor Semi-Trailer Stability Objective Performance Test Research – Roll Stability” (Report No. DOT HS 811 467). Washington, DC: National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2011.

BARICKMAN Frank S. et. Al., “Tractor Semitrailer Stability Objective Performance Test Research – Yaw Stability” (Report No. DOT HS 811 734) Washington, DC: National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2013.

BATISTA, Igor et. Al; “Pino Rei com Dispositivo Magnético”, Patente no 2013017220, INPI, Rio de Janeiro, 2013-1.

BATISTA, Igor et. Al.; “Sistema de Medição Angular para Articulação Tipo Pino Rei e Quinta Roda”, Patente no. BR 20 2013 017220 6 U2, INPI, Rio de Janeiro, 2013-2.

BATISTA, Igor et. Al.; “Sistema de Regulagem Automática para Espelhos Retrovisores de Veículos Articulados”, p. 816-832. XXIII Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva – SIMEA, São Paulo, 2015.

BATISTA, Igor; “Sistema de Monitoramento de Engate e Posição Tridimensional do Pino Rei em Quinta Roda”, Patente no. BR 10 2019 014517 0, Instituto Nacional da Propriedade Industrial (INPI), Rio de Janeiro, 2019-1.

BATISTA, Igor; “Sistema de Monitoramento de Pino Rei em Quinta Roda com Acoplamento por Eletroímã”, Patente no. BR 10 2019 011868-7, Instituto Nacional da Propriedade Industrial (INPI), Rio de Janeiro, 2019-2.

BATISTA, Henrique; “Validação de sistema de medição angular em veículos articulados aplicado em sistema de regulagem automática para espelhos retrovisores”, Trabalho de Conclusão de Curso, Cefet, Belo Horizonte, 2019-3.

BENDIX, “Road Map for The Future Making the Case for Full-Stability” Ohio, 2008.

- BENDIX “*The Bendix® ESP® EC-80™ Controller –SD-13-4986*” Ohio, 2015.
- BENDIX “*Full Stability and Road Map to the Future – Are We Still on the Right Road*” Ohio, 2017.
- BERNARDI F. G. “*Estruturação e Desenvolvimento de uma Joint Venture em busca de maior competitividade: O caso de uma Empresa Gaúcha do Setor Metal-Mecânico*” - Dissertação de Mestrado, UCS, Caxias do Sul, 2011.
- BILLINGLSEY “*Fifth Wheel Control for Semi-Trailers*” Patent 2.804.314. EUA, 1957.
- BOARETTO, Joel “*Comportamento estrutural de um chassi de um semirreboque submetido a manobras relacionadas às dinâmicas lateral e vertical*” Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, 2012.
- BOSH, “*Determining bend angle between tractor and trailer of vehicle, involves detecting magnetic field affected by vehicle at trailer or tractor vehicle if field on tractor or trailer respectively*” Patent No. 19964045 Stuttgart, 1999.
- BOUTELDJA, Mohamed. et. Al. “*Jackknifing warning for articulated vehicles based on a detection and prediction system*”. International Conference on Road Safety and Simulation, Indianapolis, 2011.
- BROWN T. et. Al., “*Heavy Truck ESC Effectiveness Study Using NADS*” (Report No. DOT HS 811 233) Washington, DC: National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2009.
- CALABRESE Clark. et. Al. “*Cargo Tank Incident Study (CTIS) - Rollover Data and Risk Framework*” Hazardous Materials Safety’s Engineering and Research Division Washington, DC, 2017.
- CANALE, A. C.; POLITO, R. F.; HORTA GUTIERREZ, J. C. H. “*A importância de um plano de revisão e complementação das normas e regulamentações de frenagem de veículos rodoviários de carga no Brasil*”. 7th International Brake Colloquium & Engineering Display. Caxias do Sul, 2005.
- CARLEO Giuseppe et. al. “*Machine learning and the physical sciences*”, American Physical Society, Riverhead, 2019.
- CARVALHO Eneas, “*Inovação tecnológica na indústria automobilística: características e evolução recente*” Economia e Sociedade, Campinas, 2008.
- CHEN Liang Kuang et. Al. “*Jackknife Prevention for Articulated Vehicles Using Model Reference Adaptive Control*” Journal of Automobile Engineering, p. 28-42, 2011.
- CHEN Xiaoyu et. al. “*Development of a magnetic tracking system for monitoring ground movements during geohazards: some preliminary results*”, University of Auckland, New Zeland, 2017.
- CHINN et. Al. “*Theoretical Investigation and Experimental Measurements of Trailer Swing of Articulated Vehicles*” Crowthorne, Berks: TRRL Vehicles Division, 1972.

CHU, L. Y. et. Al. "*Estimation of Articulation Angle for Tractor Semi-trailer Based on State Observer*" International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, pp. 158-163, Changsha City, 2010.

CNT "*Anuário do Transporte – Estatísticas Consolidadas 2018*" - Confederação Nacional do Transportes (CNT), Brasília, 2018.

CONTRAN, Resolução 62:1998 "*Estabelece o uso de pneus extralargos e define seus limites de peso de acordo com o parágrafo único do art. 100 da CTB*", Conselho Nacional de Trânsito, Brasília, 1998.

CONTRAN, Resolução 380:2011 "*Dispõe sobre a obrigatoriedade do uso do sistema antitravamento das rodas – ABS*", Conselho Nacional de Trânsito, Brasília, 2011.

CONTRAN, Resolução 641:2016 "*Dispõe sobre a obrigatoriedade do uso do Sistema de Controle de Estabilidade, nos veículos M2, M3, N2, N3, O3 e O4*", Conselho Nacional de Trânsito, Brasília, 2016.

CONTRAN, Resolução 735:2018 "*Estabelece requisitos de segurança necessários à circulação de Combinações para Transporte de Veículos - CTV e Combinações de Transporte de Veículos e Cargas Paletizadas - CTVP*", Conselho Nacional de Trânsito, Brasília, 2018.

CONTRAN, Resolução 799:2020 "*Altera os prazos da obrigatoriedade de itens de segurança previstos*", Conselho Nacional de Trânsito Brasília, 2020.

DEFLORIO "*Rotation Safety Mirror Installation for Vehicle Connected in Tandem*" Patent No. 5.541.778, EUA, 1993.

DN STAFF, "Guidelines in Using Allegro Angular Sensor ICs", 2015. Disponível em <<https://bit.ly/3qbQzKM>> Acesso em 10 de agosto de 2020.

DORION, SL., et al. "*Feasibility of Anti-Jackknifing Systems for Tractor Semitrailers*" SAE Transactions – Vehicle Handling Dynamics, London, 1989.

EATON "*Articulation Angle Sensor*" Patent No. 454096, EUA, 1990.

EJZENBERG, Sergio. "*Os veículos pesados e a segurança no projeto das curvas horizontais de rodovias e vias de trânsito rápido*" 2009. Dissertação (Mestrado em Eng. de Transportes) - Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

ERVIN, R. "*An overview of the dynamic performance properties of long truck combinations*" University of Michigan. Transportation Research Institute, 1984.

FMCSA "*Large truck and bus crash facts – 2013*". Federal Motor Carrier Safety Administration – Analysis Division, EUA, 2015.

FENABRAVE "*Anuário Fenabrave – 2018*", Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores, São Paulo, 2018.

FENABRAVE "*Vendas de Veículos Janeiro a Junho – 2020*", Disponível em <[http://www.fenabrave.org.br/portal/files/2020\\_06\\_2.pdf](http://www.fenabrave.org.br/portal/files/2020_06_2.pdf)>, Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores São Paulo, 2020.



- FRANZESE O. et. Al. "Effect of Wide-Based Single Tires on Fuel Efficiency of Class 8 Combination Trucks". Journal of Transportation Research Board, 2010.
- G1; "Caminhoneiros gravam manobras arriscadas e postam na Internet", 2013; Disponível em <<https://glo.bo/3duCK7Z>>, Acesso em 10 de Junho 2020.
- G1; "Acidente entre ônibus e carreta deixa 4 mortos e mais de 10 feridos em SC", 2019, Disponível em <<https://glo.bo/3eo9d01>> Acesso em 10 de Junho 2020.
- GILLESPIE T. D.; "*Fundamentals of Vehicle Dynamics*", SAE International, 1992.
- GUIA DO TRC "A regra 80/20 para tanques", 2018. Disponível em <<https://bit.ly/2Yjedxn>> Acesso em 10 de Junho 2020.
- GUIA DO TRC "As Virtudes da Suspensão a Ar" 2016. Disponível em <<https://bit.ly/3eyvqsc>> Acesso em 10 de Junho 2020.
- GUIA DO TRC "Lei do Bitrem" <<http://www.guiadotrc.com.br/lei/bitrem.asp>> Acesso em 09 de agosto de 2020.
- HAMAGUCHI, Yutaka et. Al. "Development of Automated Steering Control System for Reverse Parking of Semi-Trailer Vehicle" 5th International Symposium on Future Active Safety Technology Towards Zero-Traffic-Accidents, Virginia, 2019.
- HARWOOD, D.W et. Al. "*Review of Truck characteristics as factors in roadway design*" Transport Research Board, Washington, 2003.
- HELMUT, F. "*King pin with sensor device*" Patente EP2899101B1 Alemanha, 2014.
- HONGGUO, Xu et. Al.; "*Effects of configuration parameters on lateral dynamics of tractor–two trailer combinations*" Yongjun Shen, China, 2015.
- HORTA GUTIÉRREZ, J. C., "*Estudo da descida de veículos comerciais pelo trecho da serra do mar da Rodovia dos Imigrantes*", Universidade de São Paulo, 2005.
- HORTA GUTIÉRREZ, J. C. et. Al., 2009, "*Subsídios Estratégico e Desenvolvimento de Sistemas Antitravamento dos Freios (ABS) na Indústria Brasileira de Implementos Rodoviários*" V Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação (COBEF), 2009.
- ISLAM, M. M. et al. "A Comparative Study of Multi-Trailer Articulated Heavy-Vehicle Models" Journal of Automobile Engineering, p. 1200-1228, 2015
- IOMBRILLER, Silvia Faria, et. Al. "Comparative Analysis between American and European Requirements for Electronic Stability Control (ESC) Focusing on Commercial Vehicles" SAE Technical Paper 2019-01-2141, 2019,
- JEYED Ahmadi et. Al. "Nonlinear estimator design based on extended Kalman filter approach for state estimation of articulated heavy vehicle". Journal Multi-body, 2018.
- JOST "Manual de Montagem, Aplicação e Manutenção PINO REI Jost 2 e 3 1/2", Caxias do Sul, 2018.
- JOST "Manutenção completa Quinta Roda 2" polegadas JOST", 2019 <[https://www.youtube.com/watch?v=Qy7h-cs\\_GEM](https://www.youtube.com/watch?v=Qy7h-cs_GEM)> Acesso em 10 de Junho 2020.

- KNORR BREMSE “*Eletronic Control Program*” Germany, 2002.
- KNORR BREMSE “*TEBS G2 – Load Sensing for Mechanical Suspensions Doc. No. Y053529*” Germany, 2009.
- KNORR BREMSE “*Semi-trailer Air Brake and Suspension System with KB4TA ABS Doc. no. Y011336*” Germany, 2011.
- KNORR BREMSE “*Device and method for determining a jackknifing angle of an articulated lorry*” Patent no. EP 2 781 378 B1 Germany, 2014.
- KNORR BREMSE “*Semi-trailer Air Brake and Suspension System with TEBS G2.2 Premium Doc. No. Y258582*” Germany, 2016.
- KNORR BREMSE “*EBS Product Catalogue Doc no. Y074812*” Germany, 2017.
- KNORR BREMSE “*Roll Stability Program (RSP) – Product Data Doc. No. Y136111*” Germany, 2019.
- KNORR BREMSE “*Sistemas eletrônicos*”, 2020 <<https://bit.ly/2V4dT3D>> Acesso em maio, 2020.
- KHARRAZI, Sogol. & THOMSON, Robert “*Analysis of heavy truck accidents with regard to yaw and roll instability*” Conference: International Conference on Heavy Vehicles HV Paris 2008: Heavy Vehicle Transport Technology, Paris, 2008.
- KHARRAZI, Sogol “*Steering Based Lateral Performance Control of Long Heavy Vehicle Combinations*”, Thesis for the Degree of Doctor in Philosophy, Chalmers University of Technology, Sweden, 2012.
- KUNZLER Lara “*Influência das Características Técnicas do Pavimento Rodoviário na Ocorrência de Acidentes – Estudo de Caso da RSC 472*” Trabalho de Conclusão de Curso, UNIJUI, Santa Rosa 2018.
- LA CLAIR, Tim et. Al. “*Heavy Truck Rollover Characterization (Phase C)*” NTRCI University Transportation Center, Knoxville - EUA, 2010.
- LEROY Sebastien. et. Al. “*Integrated Hall-Based Magnetic Platform for Position Sensing*”, Melexis, Switzerland, 2017.
- LIMPERT, Rudolf “*Brake Design and Safety – Third Edition*”, SAE International, Warrendale, 2011.
- MASSA NEWS; “*Câmera registra acidente impressionante no Água Verde*”, 2016. Disponível em <<https://bit.ly/2Mhi7mR>>. Acesso em 10 de Junho 2020.
- MELO, Rubem, “*Avaliação da Estabilidade Lateral de Conjuntos de Veículos de Carga*” Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, PUC-PR, Curitiba, 2004.
- MELO, Rubem, “*Prevenção de Acidentes no Transporte Rodoviário de Cargas*” TRS Engenharia, Curitiba, 2014.
- MENDES, A. S.; “*Análise de Estabilidade em Guinada de Veículos Biarticulados*”, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, 2016.

- MCALINDEN, Sean et al. “*Michigan Automotive Partnership Research Memorandum n° 2*”. University of Michigan Transportation Research Institute, Michigan, 2000.
- MILLANI Sina et. Al. “*Semitrailer Steering Control for Improved Articulated Vehicle Maneuverability and Stability*”. De Gruyter, 2018.
- MUELLER, T.H. et. Al. “*Heavy Vehicles Stability Versus Crash Rates. Transport Engineering Research*” –The Land Transport Safety Authority, New Zealand, 1999.
- NHTSA “*Federal Motor Vehicle Safety Standards; Electronic Stability Control Systems for Heavy Vehicles – FVMSS no. 136 – Final Rule*”, Washington DC, 2015.
- OECD. “*Can Cars Come Clean? Strategies for Low-Emission Vehicles*”. Organization for Economic Co-operation and Development (OECD), Paris, 2004
- OLIVEIRA, Henrique F. “*Contribuição para análise a ocorrência de aquaplanagem em rodovias*”, Dissertação de Mestrado em Engenharia de Transportes, Escola Politécnica Universidade de São Paulo (USP), São Paulo, 2018.
- PADULA S. A. “*Trailer Steering System for a Tractor Trailer Combination*” PATENT NO. US 7.793,965 B2. EUA, 2010.
- PAMCARY “*Um diagnóstico de acidentes de caminhões*” Associação brasileira de prevenção dos acidentes de trânsito, São Paulo, 2007.
- PE NA ESTRADA “*Por que os caminhões tombam?*”, 2016. Disponível em <<https://bit.ly/3hP2luQ>>. Acesso em 10 de Junho, 2020.
- PEZOLDT, V. J., et al. “*Relative Performance of Wide Base and Conventional Truck Tires*” SAE Transactions, vol. 101, pp. 772–783. 1992.
- PLUSAI “*Autonomous Driving*” <<https://plus.ai>> Acesso em 10 de junho de 2020.
- PRF “*Dados Abertos – Acidentes*”, Disponível em <<https://bit.ly/2CucFlz>> Acesso em 10 de junho de 2019.
- RODOTÉCNICA Disponível em <<https://bit.ly/3g8if3a>>, Acesso 10 de junho de 2020
- SAXE, C. C., “*Vision-based trailer pose estimation for articulated vehicles*” Doctor Thesis, University of Cambridge, 2017.
- SCHIKORA, U. et. Al “*Berührungslose Winkelbestimmung zwischen Zugfahrzeug und Anhänger*” Heidelberg, Berlin, 2009.
- SCHLAG, Fredy “*Monitoramento da Agressividade na Direção de Caminhões Através de Acelerômetros e GPS*” Trabalho de Conclusão de Curso em Ciências da Computação, FURB, Blumenau, 2017
- SCHMIDT Márcio et. Al., “*Uma metodologia para análise de vida para um semirreboque para transporte de automóveis*” Monografia (Graduação Engenharia Mecânica). Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), 2002.
- SELHORST, B. et. Al. “*Sensor Device for a Towing Vehicle Coupling*” Patent No. WO2019101847, WIPO, Suécia, 2019.

STARNES Mark, “*Large-truck crash causation study: An initial overview. Technical report*” (Report Dot HS 810 646), Washington, DC: National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2006.

SUDOESTE CAMINHÕES Disponível em <<https://bit.ly/2NjeASo>>. Acesso em 10 de junho de 2019.

SUH, M. W. et al. “*A Simulation Program for the Braking Characteristics of Tractor-Semitrailer Vehicle*” SAE Transactions, vol. 109, 2000.

SUH, Myung-Won, et al. “*A Simulation Program for the Braking Characteristics of Tractor-Semitrailer Vehicle*” SAE Transactions, vol. 109, pp. 540–550, 2000.

SVENSON Alrik et. Al., “*Development of a Basic Safety Message for Tractor-Trailers for Vehicle-to-Vehicle Communications*” (Paper Number 15-0379), Washington, DC: National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2015.

TIDD, Joe et. Al. “*Gestão da Inovação-5ª Edição*”. Bookman, Porto Alegre, 2015.

TOMAR, A. S., “*Estimation of Steady State Rollover Threshold for High-Capacity Transport Vehicles using RCV Calculation Method*” Master’s thesis in Automotive Engineering, Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden, 2018.

TOVAR, Livia “*O VEÍCULO CONECTADO: perspectivas sobre a aplicação da internet das coisas no transporte de carga rodoviária*” Dissertação de Mestrado em Engenharia Urbana e Ambiental, PUC, Rio de Janeiro, 2019.

TRUCK VISION “*Imagem o susto – Carretas dando L*”, 2019. Disponível em <<https://www.youtube.com/watch?v=tT9JTQT3V0>> Acesso 10 de junho de 2019.

TRUCK VISION, “*Produtos – Retrovisor Inteligente*” 2017. Disponível em <<http://truckvisiontech.com/produtos/retrovisor-inteligente>> Acesso junho de 2020.

TSR “*TSR Special Trailers – Product Range*” TSR Trading, Netherlands, 2019.

UNECE, “*Regulation No 13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking [2016/194]*” - United Nations Economic Commission for Europe (UNECE), 2015.

VALE A. C., “*Avaliação das Tensões Atuantes na Superfície de Pavimentos Flexíveis Causados por Carregamento Pesado*” XXXI Congresso Nacional de Pesquisa em Transporte da ANPET, Recife, 2017.

VARGAS, Vinícius “*Efeitos da Flexibilidade Estrutural em Simulações de Dinâmica Lateral de Veículo de Transporte de Carga*” Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, 2011

VICROADS “*Video regarding the Heavy Vehicle Rollover Prevention Program*”, 2012. Disponível em <<https://bit.ly/3eqOhpe>>. Acesso em 10 de Junho, 2020.

VLK, F. “*Lateral Dynamics of Commercial Vehicle*”. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 1982.

VOLVO “*Stretch Brake makes downhill driving safer*”, 2012. Disponível em <<https://www.youtube.com/watch?v=6k1WdzSHBfc>> Acesso em maio de 2019.

VOLVO “*Autonomous Solutions*” <<https://bit.ly/3ndTleO>> Acesso em junho de 2020.

VSE “*VSE Smart Steering*” Disponível em <<https://www.v-s-e.com/trailers/vse-smart-steering>>, 2019. Acesso em 10 de Junho de 2020.

WABCO “*TEBS E Sistema de travões eletrônico para reboques (Versões TEBS E0 a E4) Descrição do sistema - Edição 7*” (ptBrazil), WABCO Europe BVBA, 2017.

WABCO “*Truck & Trailer Configuration*”, WABCO Europe BVBA, 2019.

WABCO “*Eletronic Stability Control ESC*” Disponível em <<https://bit.ly/3hJrpnY>>, Acesso em 10 de Junho de 2020.

WANG, M. et. Al., “*Adaptive steering controller to improve handling stability for driver-combined-vehicles system*” International Symposium on Computational Intelligence in Robotics and Automation, Daejeon, 2009.

WANG Jing Shiam, “*Effectiveness of Stability Control Systems for Truck Tractors*” (Report No. DOT HS 811 437 Washington, DC: National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2011.

WETERING V. “*Road Tractor Semi-Trailer Combination*” PATENT NO. EP 2 849 991 B1, Lithoijen, 2012.

WIDEBERG J. “*A comparative study of legislation and stability measures of heavy articulated vehicles in different regions*” International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2009.

WINKLER C. B. & ERVIN R. “*Rollover of commercial Vehicles*” University of Michigan – Transportation Research Institute, Michigan, 1999.

WINKLER C. B. et. Al. “*Heavy Vehicle Size and Weight – Test Procedures for Minimum Safety Performance Standards*” University of Michigan – Transportation Research Institute, Michigan, 1992.

WOODROOFFE J. et. al. “*Safety Benefits of Stability Control Systems For Tractor-Semitrailers – Final Report*” (Report No. DOT HS 811 205) University of Michigan – Transportation Research Institute, Michigan, 2009.

YANG, X. et. Al. “*Fuzzy Logic Based Control of the Lateral Stability of Tractor Semitrailer Vehicle*” Faculty of Transportation Engineering, China, 2015.

ZHOU, S., et. Al. “*Vehicle yaw stability control and its integration with roll stability control*” Chinese Control and Decision Conference, Shandong, China, 2008.



## 8 APÊNDICE

### 8.1 APÊNDICE A – TRECHO DA RESOLUÇÃO 641:2016

Art. 3º Para efeito desta Resolução define-se como Sistema de Controle de Estabilidade:

I – Função de Estabilidade do Veículo (VSF): um sistema que possui uma ou ambas das seguintes funções:

a) Controle direcional: designa uma função no âmbito do controle de estabilidade do veículo a qual auxilia o motorista dentro dos limites físicos do veículo, em situações de sobre esterço e sub esterço, em manter a direção pretendida pelo condutor no caso de veículos automotores, e auxilia em manter a direção do veículo rebocado junto ao veículo trator no caso de reboques e semirreboques;

b) Controle de rolagem: designa uma função no âmbito do controle de estabilidade do veículo a qual, dentro dos limites físicos do veículo, reage a uma situação de rolagem iminente a fim de estabilizar o veículo automotor ou veículo trator e rebocado ou veículo rebocado, em condições de manobras dinâmicas.

Art. 4º A definição dispostas no art. 3º deverão ser exigidas nos veículos conforme aplicável na sua categoria.

§ 1º Veículos das categorias abaixo devem ser equipados com função de estabilidade do veículo (VSF) conforme definido no inciso I do art. 3º incluindo compulsoriamente tanto a função de controle direcional quanto a função de controle de rolagem.

I – M2, M3 e N2

II – N3 possuindo dois ou três eixos

III – N3 com 4 eixos, desde que a massa máxima técnica não exceda 25 t e que o diâmetro máximo da roda não exceda 19.5”.

§ 2º Veículos da categoria O3 e O4 possuindo um, dois ou três eixos devem ser equipados com função de estabilidade do veículo (VSF) conforme definido no inciso I do art. 3º. Devendo possuir no mínimo a função de controle de rolagem.

Art. 5º Para comprovação do desempenho dos sistemas obrigatórios de que trata a presente Resolução, os resultados de ensaios devem cumprir com o Regulamento das Nações Unidas UN R13, ou com normativa Norte-Americana FMVSS 136, conforme aplicável.

## 8.2 APÊNDICE B – TRECHO DA RESOLUÇÃO 799:2020

**O CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO (CONTRAN)**, no uso da competência que lhe confere o inciso I do art. 12 da Lei nº 9.503, de 23 de setembro de 1997, que institui o Código de Trânsito Brasileiro (CTB), com base no que consta nos autos do processo administrativo nº 50000.019576/2020-71, resolve:

Art. 1º Esta Resolução altera os prazos da obrigatoriedade de itens de segurança previstos na Resolução CONTRAN nº 567, de 16 de dezembro de 2015, na Resolução CONTRAN nº 641, de 14 de dezembro de 2016, na Resolução CONTRAN nº 667, de 18 de maio de 2017, na Resolução CONTRAN nº 703, de 10 de outubro de 2017, na Resolução CONTRAN nº 721, de 10 de janeiro de 2018, e na Resolução CONTRAN nº 760, de 20 de dezembro de 2018.

Art. 2º A Resolução CONTRAN nº 567, de 2015, passa a vigorar com a seguinte redação:

“Art. 2º Os requisitos constantes nesta Resolução aplicar-se-ão aos veículos das categorias M1 e N1:

I – a partir de 1º de janeiro de 2020, para os novos projetos de veículos produzidos, saídos de fábricas, destinados ao mercado interno, ou importados;

II – para os demais projetos de veículos:

a) a partir de 1º de janeiro de 2023, para 50% da produção; e

b) a partir de 1º de janeiro de 2024, para 100% da produção.

§ 4º É facultado antecipar a adoção total ou parcial dos requisitos constantes nesta Resolução.” (NR)

Art. 3º A Resolução CONTRAN nº 641, de 2016, passa a vigorar com a seguinte redação:

“Art. 2º Os requisitos constantes nesta Resolução aplicar-se-ão:

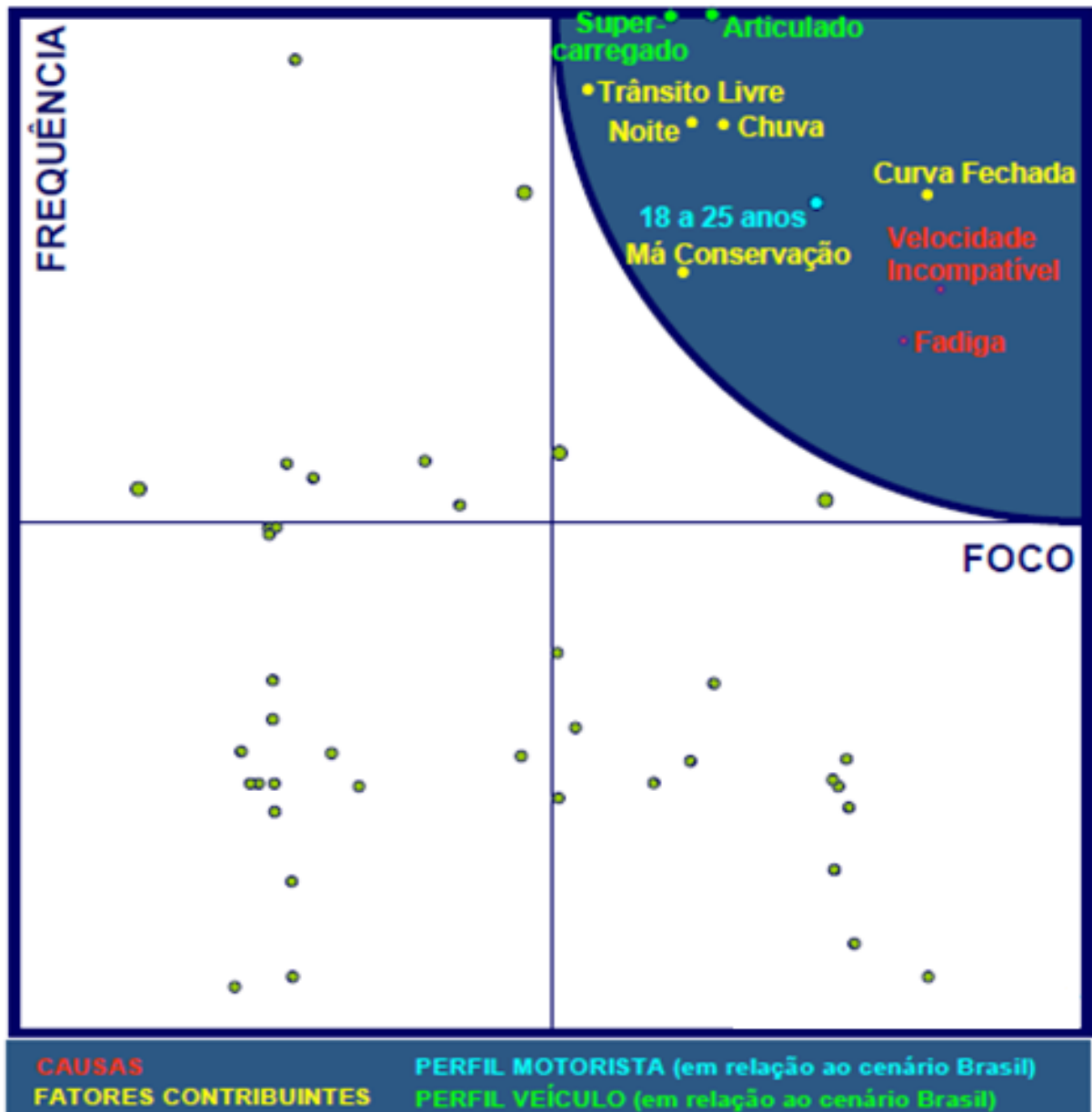
I – a partir de 1º de janeiro de 2022, para os novos projetos de veículos produzidos ou importados;

II – a partir de 1º de janeiro de 2025, para todos os projetos de veículos produzidos ou importados.

.....  
.....

§ 3º É facultado antecipar a adoção total ou parcial dos requisitos constantes nesta Resolução.” (NR)

8.3 APÊNDICE C – FREQUÊNCIA DE CAUSAS E FATORES PARA ACIDENTES



Fonte: PAMCARY (2007)

## 8.4 APÊNDICE D – AVALIAÇÃO DE INOVAÇÃO DAS PROPOSTAS TÉCNICAS

CARACTERÍSTICAS	TV2	TV3	ESTADO DA ARTE ATUAL POR SENSOR MAGNÉTICO DE QUINTA RODA				
	Batista (2019-1)	Batista (2019-2)	Eaton (1990)	Bosh (1999)	Wetering (2012)	Batista et. al. (2013-2)	Stelhorst et. al. (2019)
MEDIÇÕES AFERIDAS							
Medição do ângulo de rotação do pino rei	X	X	X	X	X	X	X
Medição de movimentos translacionais do pino rei	X	X					
Medição da posição espacial do pino rei	X	X					
REFERENTE AS CONDIÇÕES DO IMÃ							
Imã permanente no pino rei	X				X		X
Imã permanente acoplável ao pino rei			X	X			
Eletroímã para acoplamento ao pino rei		X					X
TIPO DE SENSOR UTILIZADO							
Magnetômetro	X		X		X		
Efeito Hall				X			X
Giroscópios e Acelerômetros		X					
CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS DO SENSOR							
Sensor fixo no corpo da quinta roda	X			X			X
Sensor fixo a quinta roda por um sistema de molas		X			X		X
Sensor fora da quinta roda			X				
Acompanha todos movimentos rotacionais do pino rei		X					X
Acompanha todos movimentos translacionais do pino rei		X					