

**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ
ESCOLA POLITÉCNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ROALDY CATARIN PRADO

**ANÁLISE DO EFEITO DA AMPLIFICAÇÃO TRASEIRA E DO EFEITO *SLOSHING*
EM BITREM E RODOTREM COM TANQUE ELÍPTICO E CIRCULAR**

CURITIBA

2017

ROALDY CATARIN PRADO

**ANÁLISE DO EFEITO DA AMPLIFICAÇÃO TRASEIRA E DO EFEITO *SLOSHING*
EM BITREM E RODOTREM COM TANQUE ELÍPTICO E CIRCULAR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola Politécnica, da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Nilson Barbieri

CURITIBA

2017

**Página reservada para ficha catalográfica que deve ser confeccionada após
apresentação e alterações sugeridas pela banca examinadora.**

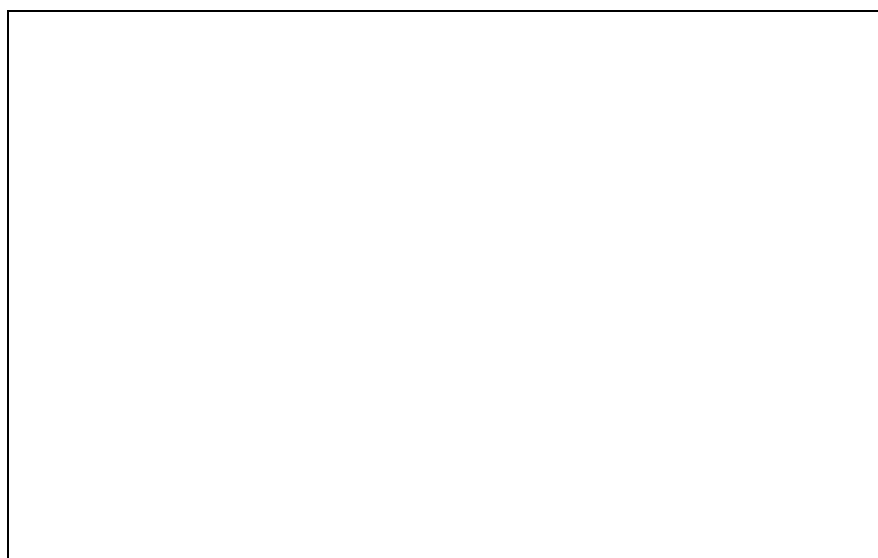
Deve ser impressa no verso da folha de rosto.

A Biblioteca da PUCPR oferece o serviço gratuitamente.

Para solicitar, necessário enviar o trabalho para o email

biblioteca.processamento@pucpr.br

Em até 48h a ficha será encaminhada para o email do solicitante.



ROALDY CATARIN PRADO

**ANÁLISE DO EFEITO DA AMPLIFICAÇÃO TRASEIRA E DO EFEITO *SLOSHING*
EM BITREM E RODOTREM COM TANQUE ELÍPTICO E CIRCULAR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia de Mecânica.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. Marcio Henrique de Avelar Gomes
UTFPR

Prof. Dr. João Morais da Silva Neto
UFPR

Prof. Dr. Key Fonseca de Lima
PUCPR

Curitiba, 28 de Agosto de 2017.

Dedico este trabalho ao meu Pai, Mãe,
Esposa e aos meus Familiares!

AGRADECIMENTOS

A Deus pelas quatro etapas vividas neste trabalho: oportunidade, sabedoria, paciência e conquistas.

Agradecimentos especiais ao meu pai Ademir, minha mãe Edna e minha irmã Ruhbia por todo apoio, paciência e amor. A minha esposa Evellyn por estar sempre ao meu lado, tanto nos momentos de alegria, como nas dificuldades e por toda paciência e amor.

Agradeço também a PUCPR pela boa estrutura e ensino oferecido. Ao Professor Nilson Barbieri, ao Professor Key Fonseca de Lima e a Rubem Penteado de Melo por todo conhecimento transmitido, orientações e apoio.

Os dias prósperos não vêm por acaso,
nascem de muito trabalho e persistência

(Henry Ford)

RESUMO

O modal rodoviário é o principal sistema logístico no Brasil, atualmente é responsável por mais da metade das cargas movimentadas no território brasileiro. Em 1998 a Resolução 68/98 do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN) autorizou o uso das Combinações de Veículos de Carga (CVC), esta classe de veículos possui vantagens como a maior capacidade no transporte de cargas, redução de caminhões no trânsito e a menor degradação das rodovias. Porém, quando uma Combinação de Veículo de Carga (CVC) é submetida a manobras de emergência ou curvas acentuadas, dependendo do carregamento e da velocidade do sistema, o mesmo pode chegar ao tombamento podendo causar graves acidentes com prejuízos ambientais, danos materiais ou até mesmo perda de vidas. A metodologia adotada para análise problemática que envolve estes veículos é a análise do movimento dinâmico, onde é levado em conta algumas das propriedades e características do veículo e o tipo de carregamento. O fenômeno da Amplificação Traseira é o principal agente causador dos acidentes do tipo tombamento. Ao entrar em uma curva, a aceleração lateral do conjunto é amplificada gradualmente do veículo trator até o último semi-reboque, podendo assim causar o tombamento. Para CVCs com carregamento líquido, o efeito da Amplificação Traseira é somado ao Efeito *Sloshing* aumentando ainda mais a instabilidade do sistema. O objetivo principal deste trabalho é avaliar a Amplificação Traseira e o Efeito *Sloshing* das CVCs do tipo bitrem e rodotrem com semi-reboques tanque. O bitrem é uma combinação de dois semi-reboques acoplados entre si através de uma quinta-roda e pino-rei situada na traseira do primeiro semi-reboque. O rodotrem é uma combinação de dois semi-reboques ligados através de um dolly de dois eixos. Como resultado, foi avaliada e comparada a estabilidade lateral dos bitrens e rodotrens, a influência do Efeito *Sloshing* a partir da força vertical nos pneus e estipulada a velocidade crítica para determinada manobra.

Palavras-chave: Dinâmica veicular. Combinação de veículo de carga. Aceleração lateral. Amplificação Traseira. Efeito *Sloshing*.

ABSTRACT

The road modal is the main logistics system in Brazil, currently it is responsible for more than half of the cargo handled in the Brazilian territory. In 1998 Resolution 68/98 of the National Transit Council (CONTRAN) authorized the use of Combinations of Cargo Vehicles (CVC), this class of vehicles has advantages such as greater capacity in freight transport, reduction of trucks in traffic and Lower road degradation. However, when a Combination of Cargo Vehicle (CVC) is subjected to emergency maneuvers or sharp curves, depending on the loading and speed of the system, it can reach the tipping and can cause serious accidents with environmental damages, material damages or even Loss of life. The methodology adopted for problematic analysis involving these vehicles is the analysis of the dynamic movement, where some of the properties and characteristics of the vehicle and the type of loading are taken into account. The phenomenon of rear amplification is the main causative agent of tipping-type accidents. When entering a curve, the lateral acceleration of the assembly is gradually amplified from the towing vehicle to the last semi-trailer, and can thus cause tipping. For CVCs with liquid loading, the effect of Rear Amplification is added to the Sloshing Effect, further increasing the instability of the system. The main objective of this work is to evaluate the Rear Amplification and the Sloshing Effect of CVCs of the bitrem type and rodotrem with tank semi-trailers. The bitrem is a combination of two semi-trailers coupled together through a fifth-wheel and king pin located in the rear of the first semi-trailer. The trailer is a combination of two semi-trailers connected through a two-axle dolly. As a result, were evaluated and compared the lateral stability of the bitrens and rodotrens, the influence of the Sloshing Effect from the vertical force on the tires and stipulated the critical speed for a given maneuver.

Key-words: Vehicle dynamics. Load vehicle combination. Lateral acceleration. Rear Amplification. Sloshing Effect.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modais de transporte	23
Figura 2 - Matriz de transporte no Brasil	24
Figura 3 - Exemplos de semi-reboques, veículo de carga e dolly	29
Figura 4 - Exemplos de formatos de tanques.....	31
Figura 5 - Acidente em Chapadão do Sul-MS, a 325 km de Campo Grande-MS	33
Figura 6 - Acidente com CVC bitrem tanque carregando 58 mil litros de etanol	34
Figura 7 - Modelo similar ao bitrem com tanque circular que será avaliado.....	37
Figura 8 - Modelo similar ao rodotrem com tanque circular que será avaliado	37
Figura 9 - Atuação da força g em um veículo.....	39
Figura 10 - SRT expresso em g para alguns tipos de veículos	40
Figura 11 - Ilustração apresentando as forças horizontais durante as curvas.....	41
Figura 12 - Ilustração apresentando as forças verticais durante as curvas.....	42
Figura 13 - Risco de acidentes com tombamento e o desempenho de estabilidade caracterizado por SRT.....	44
Figura 14 - Sistema de coordenadas para o veículo conforme SAE	45
Figura 15 - Instabilidades dinâmicas de veículos articulados.....	46
Figura 16 - Curvas do limite de tombamento variando o formato do tanque	49
Figura 17 - Representação da massa fixa e massa móvel em um tanque parcialmente cheio	50
Figura 18 - Primeiro e o segundo modo de oscilação de um fluido em um tanque de acordo com Budiansky (1960).....	51
Figura 19 - Posição do CG de um determinado volume de líquido em um tanque com formato elíptico.....	52
Figura 20 - Mecanismo de <i>Trammel</i> , elipsógrafo ou <i>Trammel</i> de Arquímedes.....	52
Figura 21 - Esquema de um mecanismo pêndulo <i>Trammel</i>	53
Figura 22 - Variáveis derivadas na equação do movimento do pêndulo <i>Trammel</i>	54
Figura 23 - Relação entre o nível de enchimento do tanque e as frequências naturais de oscilação	55
Figura 24 - Relação entre o nível de enchimento e relação entre as dimensões b e b	56
Figura 25 - Relação entre o nível de enchimento e a relação entre M_p e M_t	57

Figura 26 - Modelo caminhão-tanque utilizado por Salem (2000) para testes experimentais	59
Figura 27 - Pista circular utilizada por Salem (2000) em seus testes experimentais, normalizada pela ISO 14792	60
Figura 28 - Pista mudança de faixa utilizada por Salem (2000) em seus testes experimentais, normalizada pela TOP 2-2-002	60
Figura 29 - Pista mudança de faixa utilizada por Salem (2000) em seus testes experimentais, normalizada pela NATO (AVTP 03-160W).....	61
Figura 30 - Modelo avaliado por Vargas (2011), (a) rígido e (b) flexível	62
Figura 31 - Ângulo de rolagem da CVC na mudança simples de pista, (a) cavalo mecânico e (b) semi-reboque.....	63
Figura 32 - Aceleração lateral das unidades da CVC para diferentes velocidades ...	64
Figura 33 - Modelo utilizado por Vieira (2010).....	65
Figura 34 - Aceleração lateral e velocidade de guinada do cavalo mecânico com e sem o semi-reboque atrelado.....	66
Figura 35 - Aceleração lateral do cavalo mecânico para diferentes velocidades	67
Figura 36 - Aceleração lateral do modelo matemático bitrem na condição carregado a 70 km/h com entrada senoidal	68
Figura 37 - Aceleração lateral do modelo matemático rodotrem na condição carregado a 70 km/h com entrada senoidal	69
Figura 38 - Diagrama do Sistema SkySafe Cargo.....	70
Figura 39 - Conjunto bitrem utilizado por Melo (2004) em seu método experimental	71
Figura 40 - Aceleração lateral do conjunto bitrem na Rota 1.....	71
Figura 41 - Vetor velocidade de um veículo em movimento.....	73
Figura 42 - Modelo bitrem 7 eixos	77
Figura 43 - Veículo trator do modelo bitrem 7 eixos.....	78
Figura 44 - Semi-reboque dianteiro do modelo bitrem 7 eixos	79
Figura 45 - Semi-reboque traseiro do modelo bitrem 7 eixos.....	81
Figura 46 - Ângulo de esterçamento e ângulo de deriva	85
Figura 47 - Modelo rodotrem 9 eixos.....	92
Figura 48 - Veículo trator do modelo rodotrem 9 eixos.....	93
Figura 49 - Semi-reboque dianteiro do modelo rodotrem 9 eixos.....	94
Figura 50 - Dolly do modelo rodotrem 9 eixos.....	95
Figura 51 - Semi-reboque traseiro do modelo rodotrem 9 eixos	96

Figura 52 - Propriedades do tanque.....	110
Figura 53 - Inclinação máxima da superfície do líquido.....	115
Figura 54 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque elíptico com 20% de enchimento.....	117
Figura 55 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque elíptico com 40% de enchimento.....	117
Figura 56 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque elíptico com 60% de enchimento.....	117
Figura 57 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque elíptico com 80% de enchimento.....	118
Figura 58 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque circular com 20% de enchimento.....	120
Figura 59 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque circular com 40% de enchimento.....	120
Figura 60 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque circular com 60% de enchimento.....	120
Figura 61 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque circular com 80% de enchimento.....	121
Figura 62 - Tanque elíptico com 40% de nível modelado no Solidworks para o bitrem, unidade em mm.....	123
Figura 63 - Tanque circular com 40% de nível modelado no Solidworks para o bitrem, unidade em mm.....	123
Figura 64 - Massa total de líquido do tanque elíptico e tanque circular do rodotrem	125
Figura 65 - Massa total de líquido do tanque elíptico e tanque circular do rodotrem	125
Figura 66 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque elíptico com 20% de líquido.....	126
Figura 67 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque elíptico com 20% de líquido.....	127
Figura 68 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque circular com 20% de líquido.....	127
Figura 69 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque circular com 20% de líquido.....	128

Figura 70 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque elíptico com 40% de líquido.....	129
Figura 71 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque elíptico com 40% de líquido.....	129
Figura 72 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque circular com 40% de líquido.....	130
Figura 73 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque circular com 40% de líquido.....	130
Figura 74 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque elíptico com 60% de líquido.....	131
Figura 75 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque elíptico com 60% de líquido.....	132
Figura 76 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque circular com 60% de líquido.....	132
Figura 77 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque circular com 60% de líquido.....	133
Figura 78 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque elíptico com 80% de líquido.....	134
Figura 79 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque elíptico com 80% de líquido.....	134
Figura 80 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque circular com 80% de líquido.....	135
Figura 81 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque circular com 80% de líquido.....	135
Figura 82 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque elíptico com 100% de líquido.....	136
Figura 83 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque elíptico com 100% de líquido.....	137
Figura 84 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque circular com 100% de líquido.....	137
Figura 85 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque circular com 100% de líquido.....	138
Figura 86 - Força verticais nos pneus dos semi-reboques dianteiro e traseiro com o tanque 100% carregado.....	139

Figura 87 - Força verticais nos pneus dos semi-reboques dianteiro e traseiro com o tanque 60% carregado	140
Figura 88 - Aceleração lateral em função da variação da velocidade para o modelo bitrem com tanque elíptico com 40% de líquido	141
Figura 89 - Aceleração lateral em função da variação da velocidade para o modelo rodotrem com tanque elíptico com 40% de líquido.....	142
Figura 90 - Aceleração lateral em função da variação da velocidade para o modelo bitrem com tanque circular com 40% de líquido.....	142
Figura 91 - Aceleração lateral em função da variação da velocidade para o modelo rodotrem com tanque circular com 40% de líquido	143

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Boletim Estatístico de Maio de 2016 da Confederação Nacional do Transporte (CNT)	24
Tabela 2 - Registro Nacional de Transportadores Rodoviários de Cargas (RNTRC)	25
Tabela 3 - Classificação geral dos CVC em maior uso no Brasil	28
Tabela 4 - Acidentes rodoviários em Rodovias Federais entre 2007 e 2014	32
Tabela 5 - Valores para os pontos de intersecção e posição CG do tanque elíptico	116
Tabela 6 - Valores para os pontos de intersecção e posição CG do tanque circular	119
Tabela 7 - Momento de inércia para o tanque elíptico.....	122
Tabela 8 - Momento de inércia para o tanque circular	122
Tabela 9 - Massa total de líquido para o tanque elíptico e circular.....	124

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ADAMS	<i>Automatic Dynamics Analysis of Mechanical Systems</i>
AET	Autorização Especial de Trânsito
ANTT	Agência Nacional de Transporte Terrestre
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CNT	Confederação Nacional do Transporte
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
CVC	Combinação de Veículo de Carga
DLTR	<i>Dynamic Load Transfer Ratio</i>
DNIT	Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GPS	<i>Global Position System</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MBS	<i>Multibody System</i>
NATO	<i>Society of Automotive Engineers</i>
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
PBTC	Peso Bruto Total Combinado
PIB	Produto Interno Bruto
RNTRC	Registro Nacional de Transportadores Rodoviários de Cargas

LISTA DE SÍMBOLOS

- F_1 é a força lateral nos pneus do eixo 1;
- F_2 é a força lateral nos pneus do eixo 2;
- F_3 é a força lateral nos pneus do eixo 3;
- F_4 é a força lateral nos pneus do eixo 4;
- F_5 é a força lateral nos pneus do eixo 5;
- F_6 é a força lateral nos pneus do eixo 6;
- F_7 é a força lateral nos pneus do eixo 7;
- F_8 é a força lateral nos pneus do eixo 8;
- F_9 é a força lateral nos pneus do eixo 9.
- F_i é a força lateral nos pneus;
- F_y é a força na direção do eixo y;
- I_{dl} é o momento de inércia em z do dolly.
- I_{sd} é o momento de inércia em z do semi-reboque dianteiro;
- I_{st} é o momento de inércia em z do semi-reboque traseiro;
- I_{vt} é o momento de inércia em z do veículo trator;
- L_{11} é a distância do primeiro eixo do semi-reboque dianteiro até sua articulação;
- L_{12} é a distância do segundo eixo do semi-reboque dianteiro até sua articulação.
- L_{21} é a distância do primeiro eixo do semi-reboque traseiro até sua articulação;
- L_{22} é a distância do segundo eixo do semi-reboque traseiro até sua articulação.
- L_{31} é a distância do primeiro eixo do semi-reboque rodotrem até sua articulação
- L_{32} é a distância do segundo eixo do semi-reboque rodotrem até sua articulação
- M_l é a massa total de líquido.
- N_i é a força vertical nos pneus;
- S_1 é a força transversal no acoplamento do veículo trator;
- S_2 é a força transversal no acoplamento do semi-reboque dianteiro;
- T_1 é a força longitudinal no acoplamento do veículo trator;
- T_2 é a força longitudinal no acoplamento do semi-reboque dianteiro;
- a_x é a aceleração na direção do vetor unitário i , ou \hat{u} ;

- a_y é a aceleração na direção do vetor unitário j , ou \dot{v} ;
- b_1 é a distância do segundo eixo do veículo trator até seu centro de gravidade;
- b_2 é a distância do terceiro eixo do veículo trator até seu centro de gravidade;
- c_1 é a distância do centro do engate do semi-reboque dianteiro até seu centro de gravidade;
- c_2 é a distância do centro do engate do semi-reboque traseiro até seu centro de gravidade;
- c_3 é a distância do centro do engate do semi-reboque rodotrem até seu centro de gravidade;
- m_{dl} é a massa do dolly;
- m_{sd} é a massa do semi-reboque dianteiro;
- m_{st} é a massa do semi-reboque traseiro;
- m_{vt} é a massa do veículo trator;
- s_1 é a distância do centro do engate do semi-reboque dianteiro até o centro do acoplamento com o semi-reboque traseiro.
- \dot{u} é a aceleração na direção do vetor unitário i , ou a_x ;
- \dot{v} é a aceleração na direção do vetor unitário j , ou a_y ;
- x_{cgc} é a posição em x do centro de gravidade da unidade semi-reboque;
- x_{cgl} é a posição em x do centro de gravidade do volume de líquido;
- y_{cgc} é a posição em y do centro de gravidade da unidade semi-reboque;
- y_{cgl} é a posição em y do centro de gravidade do volume de líquido;
- h é a distância do acoplamento (5ª roda) do veículo trator até seu centro de gravidade;
- h é a altura da superfície do fluido a partir da base do tanque.
- Ah é a área da seção transversal do volume de líquido.
- L é o comprimento do tanque;
- a é a distância do primeiro eixo do veículo trator até seu centro de gravidade;
- m é a massa;
- t é o tempo;
- u é a velocidade na direção do vetor unitário i ;
- v é a velocidade na direção do vetor unitário j ;

- xh é a coordenada x do ponto de intersecção da superfície de fluido com o tanque;
- V é o vetor velocidade;
- a é o vetor aceleração;
- i é o vetor unitário na direção de x do sistema de referência;
- j é o vetor unitário na direção de y do sistema de referência;

SÍMBOLOS GREGOS

- α_j é o ângulo de deriva (*slip angle*);
- δ Ângulo de esterçamento do pneu (*steer angle*);
- $\rho_{líq}$ é a densidade específica do líquido;
- Φ_1 é o ângulo de inclinação entre a primeira e a segunda unidade do veículo;
- Φ_2 é o ângulo de inclinação entre a segunda e a terceira unidade do veículo;
- Φ_3 é o ângulo de inclinação entre a terceira e a quarta unidade do veículo;
- $\dot{\Phi}_1$ é a derivada primeira em relação ao tempo do ângulo de inclinação entre a primeira e a segunda unidade do veículo;
- $\dot{\Phi}_2$ é a derivada primeira em relação ao tempo do ângulo de inclinação entre a segunda e a terceira unidade do veículo;
- $\dot{\Phi}_3$ é a derivada primeira em relação ao tempo do ângulo de Inclinação entre a terceira e a quarta unidade do veículo;
- $\ddot{\Phi}_1$ é a derivada segunda em relação ao tempo do ângulo de inclinação entre a primeira e a segunda unidade do veículo;
- $\ddot{\Phi}_2$ é a derivada segunda em relação ao tempo do ângulo de inclinação entre a segunda e a terceira unidade do veículo;
- $\ddot{\Phi}_3$ é a derivada segunda em relação ao tempo do ângulo de Inclinação entre a terceira e a quarta unidade do veículo;
- φ é o ângulo entre os sistemas referenciais x, y e x', y' ;
- ω é a velocidade angular em torno do eixo z ;
- $\dot{\omega}$ é a aceleração angular em torno do eixo z ;

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	MODAIS DE TRANSPORTE	21
1.2	TRANSPORTE RODOVIÁRIO NO BRASIL	23
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	26
2.1	VEÍCULOS DE TRANSPORTE RODOVIÁRIO DE CARGAS	26
2.1.1	Requisitos necessários do CTB à circulação da CVC	26
2.1.2	Tipos de CVC	27
2.1.3	Tipos de tanques	30
2.2	PROBLEMATIZAÇÃO	31
2.3	OBJETIVOS.....	36
2.3.1	Objetivo Geral	36
2.3.2	Objetivos Específicos	36
2.4	PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS	36
2.5	CRITÉRIO DE AVALIAÇÃO	38
2.5.1	SRT (<i>Static Rollover Threshold</i>)	38
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	45
4	MODELAGEM MATEMÁTICA	73
4.1	ANÁLISE CINEMÁTICA.....	73
4.2	MODELAGEM DO BITREM.....	76
4.2.1	Veículo trator	77
4.2.2	Semi-reboque dianteiro	79
4.2.3	Semi-reboque traseiro	81
4.2.4	Características de massa, inércia e forças externas do conjunto	82
4.2.5	Forças laterais em pneus	84
4.2.5.1	Ângulo de Deriva (<i>Slip angle</i>):	84
4.2.6	Equações gerais do conjunto de veículos	86
4.3	MODELAGEM DO RODOTREM	91
4.3.1	Veículo trator	92
4.3.2	Semi-reboque dianteiro	93
4.3.3	Dolly	95
4.3.4	Semi-reboque traseiro	96
4.3.5	Características de massa, inércia e forças externas do conjunto	98
4.3.6	Forças laterais em pneus	100

4.3.6.1	Ângulo de Deriva (<i>Slip angle</i>):	100
4.3.7	Equações gerais do conjunto de veículos	101
4.4	MODELAGEM LÍQUIDO.....	110
4.5	INTEGRAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO DO VEÍCULO E AS PROPRIEDADES DO LÍQUIDO.....	112
5	RESULTADOS E ANÁLISES.....	115
5.1	POSIÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE	115
5.2	MOMENTO DE INÉRCIA.....	121
5.3	MASSA DE LÍQUIDO	124
5.4	ACELERAÇÃO LATERAL	126
5.5	FORÇA NOS PNEUS	138
5.6	VELOCIDADE DO SISTEMA.....	140
6	CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES.....	144
	REFERÊNCIAS.....	146

1 INTRODUÇÃO

O setor de transporte é um dos principais meios de crescimento econômico no Brasil e no mundo, sendo umas das atividades essenciais para o desenvolvimento de uma nação. Nos últimos anos desempenhou papel fundamental para o crescimento econômico, na integração do território brasileiro e na contribuição para a globalização, que é a união dos mercados de diferentes países. O setor é responsável pela movimentação de pessoas e cargas, sendo composto basicamente por cinco modais definidos por suas características: ferroviário, aquaviário, dutoviário, aéreo e rodoviário.

1.1 MODAIS DE TRANSPORTE

De acordo com Padula (2008), o transporte aquaviário consiste na locomoção de pessoas ou cargas em navios, barcos ou balsas através de rios, lagos e oceanos. O subsetor hidroviário (ou de transporte fluvial) usa rios navegáveis, o subsetor marítimo divide-se em transporte de cabotagem, realizado na costa brasileira ou entre países vizinhos, e navegação de longo curso, referente a rotas internacionais e a serviços de alimentação de linhas (serviço de *feeder*, que é o transbordo de carga internacional para posterior distribuição ao longo da costa, realizado em pequena escala no Brasil).

O transporte dutoviário é utilizado exclusivamente para a movimentação de cargas, especialmente combustíveis e minérios, através de minerodutos (sal-gema, minério de ferro e concentrado fosfático), oleodutos (transportando petróleo, óleo combustível, gasolina, diesel, álcool, Gás Liquefeito de Petróleo (GLP), querosene, nafta e outros produtos) e gasodutos (gás natural).

O transporte aéreo é realizado através de aeronaves e se dedica a passageiros e cargas. Segundo Keedi (2004), o modal aéreo é rápido, adequado para mercadorias com urgências na entrega, mercadorias de alto valor agregado e pequenos volumes. O transporte aéreo possui algumas vantagens sobre os demais modais, pois é mais rápido, além de ser mais viável para remessas como bagagem, peças de reposição, produtos eletrônicos, mercadoria perecível, brindes, medicamentos, amostras, etc. Para Vieira (2001), este modal também é vantajoso pelo fato de não necessitar de embalagem mais reforçada, já que o manuseio é mais cuidadoso, pois normalmente

suas cargas são unitizadas em *pallet* ou até mesmo em contêineres, um procedimento que contribui para a redução de custos e para facilidade do embarque e desembarque. Em contrapartida, há desvantagens, como, menor capacidade de carga, valor de frete elevado em relação aos outros modais e custo elevado da sua infra-estrutura.

Segundo Keedi (2004), o modal rodoviário é utilizado para transporte de cargas ou pessoas. O transporte de carga é exercido predominantemente com veículos denominados caminhões e carretas, sendo que ambos podem ter características especiais e tomarem outras denominações. De acordo com Rodrigues (2003), os veículos utilizados no transporte rodoviário são classificados por sua capacidade de carga, quantidade e distância entre eixos.

Assim como os demais modais de transporte, o transporte rodoviário possui vantagens e desvantagens. É ideal para o transporte a curta distância de produtos acabados ou semiacabados, produtos com alto valor agregado como eletro e também perecíveis como grãos, laticínios e carnes.

Algumas vantagens do modal rodoviário:

- Agilidade e rapidez na entrega da mercadoria em curtos espaços a percorrer;
- Dependendo do produto, exigência de embalagens a um custo bem menor;
- A unidade de carga chega até a mercadoria, enquanto nos outros modais a mercadoria deve ir ao encontro da unidade de carga;
- Uma movimentação menor da mercadoria, reduzindo assim, os riscos de avarias;
- Para algumas mercadorias, pode ser entregue diretamente ao cliente sem que este tenha que ir buscá-la.

Dentre as desvantagens, podem ser citadas:

- Seu custo de fretamento é mais expressivo que os demais concorrentes com próximas características;
- Sua capacidade de tração de carga é bastante reduzida;
- Os veículos utilizados para tração possuem um elevado grau de poluição ao meio ambiente;
- A malha rodoviária deve estar constantemente em manutenção ou em construção, gerando custos ao erário ou a contribuinte, visto que, existem estradas privatizadas que cobram pedágio.

A Figura 1 mostra exemplos de veículos dos cinco modais de transporte:

Figura 1 - Modais de transporte



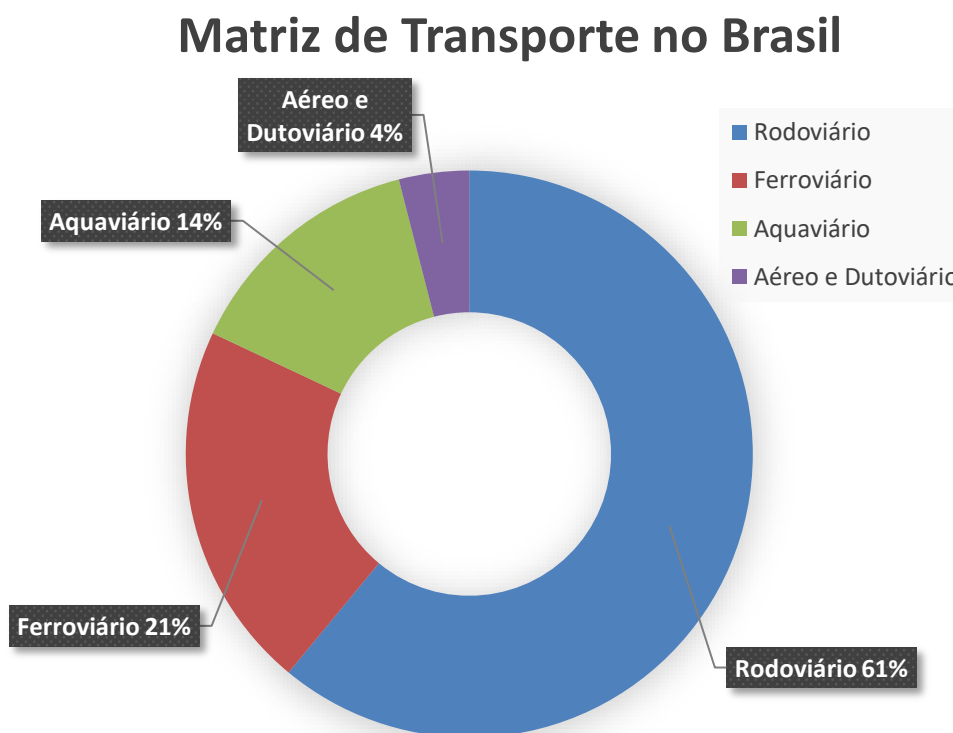
- (a) Fonte: ACRITICA, 2015;
 (b) Fonte: INTERPORTSLOGISTICA, 2017;
 (c) Fonte: TODAMATERIA, 2015;
 (d) Fonte: INTERPORTSLOGISTICA, 2017;
 (e) Fonte: AUTOSSEGREDOS, 2014.

1.2 TRANSPORTE RODOVIÁRIO NO BRASIL

Segundo boletim estatístico da Confederação Nacional do Transporte (CNT) (2016), no cenário brasileiro, o modal rodoviário é predominante em relação aos demais meios, correspondendo a 61% da matriz de transporte do país contra 21% do modal ferroviário, 14% do modal aquaviário e 4% do modal aéreo e dutoviário, conforme Figura 2.

Segundo a Agência Nacional de Transporte Terrestre (ANTT) (2016), comparando a matriz de transporte brasileira com outros países de dimensões continentais aproximadas, nos Estados Unidos o modal rodoviário corresponde a aproximadamente 28% contra 38% do modal ferroviário, na China o modal rodoviário corresponde a 11% contra 63% do modal aquaviário e na União Europeia o modal rodoviário está presente em 46% da matriz de transporte contra 41% do modal aquaviário.

Figura 2 - Matriz de transporte no Brasil



Fonte: Adaptado pelo autor, CNT, 2016.

De acordo com a Tabela 1, o Brasil conta com uma malha rodoviária de aproximadamente 1,7 milhões de quilômetros.

Tabela 1 - Boletim Estatístico de Maio de 2016 da Confederação Nacional do Transporte (CNT)

Malha Rodoviária - extensão em km			
	Pavimentada	Não Pavimentada	Total
Federal	64.894,60	11.459,20	76.353,80
Estadual	119.747,00	105.600,60	225.347,60
Municipal	26.826,70	1.234.918,30	1.261.745,00
Rede Planejada	-	-	157.309,30
Total	211.468,30	1.351.978,10	1.720.755,70
Malha Rodoviária Concessionada - extensão em km			
Administrada por concessionárias privadas			19.463,00
Administrada por operadoras estaduais			1.195,00

Fonte: Adaptado pelo autor, CNT, 2016.

Informações divulgados pela ANTT (2016) mostram que o Brasil possui 2.035.776 de veículos no Registro Nacional de Transportadores Rodoviários de Cargas (RNTRC), conforme a Tabela 2. Conforme Oliveira (2004), o segmento é

responsável por 3,4% do PIB (Produto Interno Bruto) brasileiro, um faturamento anual de aproximadamente R\$ 24 bilhões e gera cerca de 3,5 milhões de emprego.

Tabela 2 - Registro Nacional de Transportadores Rodoviários de Cargas (RNTRC)

Transportadores - Tipo de Veículo				
Tipo de Veículo	Autônomo	Empresa	Cooperativo	Total
Caminhão Simples (8 T a 29 T)	133.586	55.105	580	189.271
Caminhão Leve (3,5 T a 7,99 T)	437.975	247.544	2.801	688.320
Caminhão Trator	136.304	302.509	5.180	443.993
Caminhão Trator Especial	850	1.931	55	2.836
Caminhonete / Furgão (1,5 T a 3,49 T)	56.312	27.354	225	83.891
Reboque	11.699	27.395	235	39.329
Semi-Reboque	115.077	422.152	6.155	543.384
Semi-Reboque com 5ª Roda / Bitrem	435	2.084	84	2.603
Semi-Reboque Especial	229	1.245	36	1.510
Utilitário Leve (0,5 T a 1,49 T)	24.052	11.371	134	35.557
Veículo Operacional de Apoio	1.981	3.077	24	5.082
Total	918.500	1.101.767	15.509	2.035.776

Fonte: Adaptado pelo autor, CNT, 2016.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 VEÍCULOS DE TRANSPORTE RODOVIÁRIO DE CARGAS

Encontram-se nas estradas diferentes modelos de veículos utilizados no transporte rodoviário de cargas. A Resolução 68/98 do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN) (1998) autorizou o uso das Combinações de Veículos de Carga (CVC), mais conhecidos como veículos articulados de carga, na qual possuem uma unidade de tração e uma ou mais unidades de carga. São denominadas tais unidades como veículo trator e semi-reboque, respectivamente.

2.1.1 Requisitos necessários do CTB à circulação da CVC

O CONTRAN (2006) estabeleceu os requisitos mínimos de segurança e obrigatórios para à circulação de uma CVC na qual foram atualizados em 13 de novembro de 2006 na Resolução 211/06.

Alguns dos principais requisitos estabelecidos pelo CONTRAN:

- Para a CVC:
 - Peso Bruto Total Combinado (PBTC) igual ou inferior a 74 t;
 - Comprimento superior a 19,80 m e máximo de 30 m, quando o PBTC for inferior ou igual a 57 t;
 - Comprimento mínimo de 25 m e máximo de 30 m, quando o PBTC for superior a 57 t;
 - Limites legais de peso por eixo fixados pelo CONTRAN;
 - Estar equipadas com sistemas de freios conjugados entre si e com a unidade tratora, atendendo o disposto na Resolução nº 777/93 do CONTRAN;
 - O acoplamento dos veículos rebocados deverá ser do tipo automático conforme Norma Brasileira Regulamentadora (NBR) 11410/11411:2016 e estarem reforçados com correntes ou cabos de aço de segurança;
 - O acoplamento dos veículos articulados deverá ser do tipo pino-rei e quinta roda e obedecer ao disposto na NBR NM/ISO 337:2001;
- Para as condições de tráfego das vias públicas a serem utilizadas:
 - A unidade tratora dessas composições deverá ser dotada de tração dupla, ser capaz de vencer aclives de 6%, com coeficiente de atrito pneu/solo de

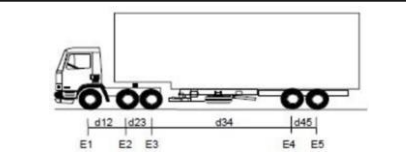
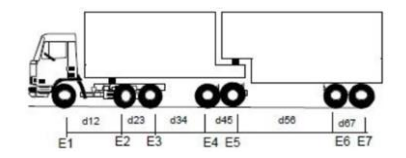
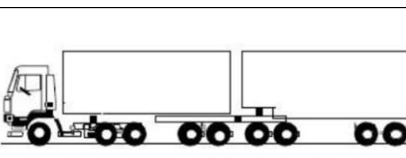
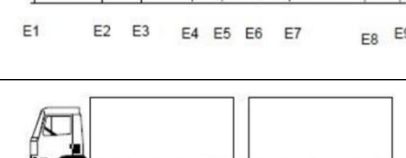
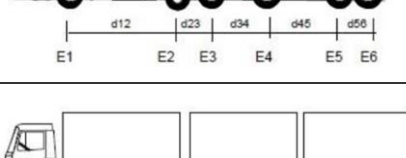
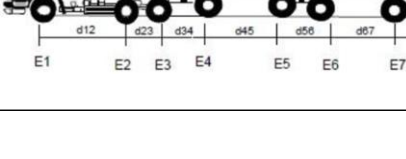
0,45, uma resistência ao rolamento de 11 kgf/t e um rendimento de sua transmissão de 90%;

- Nas combinações PBTC inferior a 57 t, o cavalo mecânico poderá ser de tração simples e equipado com 3° eixo;
- O trânsito de combinações de veículos de que trata esta Resolução será do amanhecer ao pôr do sol e sua velocidade máxima de 80 km/h;
- Nas vias com pista dupla e duplo sentido de circulação, dotadas de separadores físicos e que possuam duas ou mais faixas de circulação no mesmo sentido, poderá ser autorizado o trânsito diurno.

2.1.2 Tipos de CVC

As CVCs podem ser de vários tipos, podendo variar o modelo de veículo trator, quantidade de eixos, distâncias entre eixos, semi-reboques para cargas específicas ou não, existência da unidade dolly, tipos de engate, entre outras características. Na Tabela 3 é apresentada uma classificação geral das CVCs em maior uso no Brasil, conforme o Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes (DNIT) (2016).

Tabela 3 - Classificação geral dos CVC em maior uso no Brasil

		Nº de Eixos	PBT / Cmt Máx. (t)	Caracterização	Classe	Código
Caminhão Trator Trucado + semi-reboque		5	40 (42)	→ E1: eixo simples; carga máxima 6,0 t; → E2E3: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → E4E5: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → d12, d34 > 2,40 m; → 1,20 m < d23, d45 ≤ 2,40 m;	352	75
Bitrem articulado (caminhão trator trucado + dois semi-reboques)		7	57 (59,90) Res. Contran 184/2005 desde que atenda o critério do comprimento	→ E1: eixo simples; carga máxima 6,0 t; → E2E3: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → E4E5: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → E6E7: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → d12, d34, d56 > 2,40 m; → 1,20 m < d23, d45, d67 ≤ 2,40 m;	3T4	91
Rodotrem (caminhão trator trucado + dois semi-reboques)		9	74 (77,7)	→ E1: eixo simples; carga máxima 6,0 t; → E2E3: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → E4E5: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → E6E7: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → E8E9: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → d12, d34, d56, d78 > 2,40 m; → 1,20 m < d23, d45, d67, d89 ≤ 2,40 m;	3T6	93
Romeu e Julieta (caminhão trucado + reboque)		6	50 (52,5)	→ E1: eixo simples; carga máxima 6,0 t; → E2E3: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → E4: eixo duplo; carga máxima 10,0 t; → E5E6: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → d12, d34, d45 > 2,40 m; → 1,20 m < d23, d56 ≤ 2,40 m;	3D3	90
Treminhão (caminhão trucado + dois reboques)		7	63 (66,2)	→ E1: eixo simples; carga máxima 6,0 t; → E2E3: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → E4: eixo duplo; carga máxima 10,0 t; → E5: eixo duplo; carga máxima 10,0 t; → E6: eixo duplo; carga máxima 10,0 t; → E7: eixo duplo; carga máxima 10,0 t; → d12, d34, d56, d67 > 2,40 m; → 1,20 m < d23 ≤ 2,40 m;	3Q4	92
Tri Trem (caminhão trator trucado + três semi-reboques)		9	74 (77,7)	→ E1: eixo simples; carga máxima 6,0 t; → E2E3: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → E4E5: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → E6E7: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → E8E9: conjunto de eixos em tandem duplo; carga máxima 17,0 t; → d12, d34, d56, d78 > 2,40 m; → 1,20 m < d23, d45, d67, d89 ≤ 2,40 m;	3T6	93

Fonte: DNIT, 2013.

Os semi-reboques podem ser de diversas formas, dependendo do tipo de carga a ser transportada, podem ser abertos, fechados (baús), em forma de gaiolas, plataformas, cegonheiras, tanques, entre outros. Alguns exemplos de formatos de semi-reboques, veículo de carga e dolly são ilustrados na Figura 3.

Figura 3 - Exemplos de semi-reboques, veículo de carga e dolly



Atualmente no Brasil, os conjuntos de veículos de carga em maior uso são o tipo bitrem e rodotrem. Por definição o bitrem é composto por três unidades, sendo um veículo trator 6x2¹ ou 6x4², tracionando dois semi-reboques, o primeiro deles é acoplado na quinta roda e pino-rei (engate tipo B) do veículo trator e o segundo em uma segunda quinta roda que é localizada no prolongamento do semi-reboque dianteiro. A combinação bitrem permite um PBTC de 57 t, o que possibilita um incremento de 27% no PBTC, em comparação com uma combinação tradicional de três eixos com cavalo mecânico 6x2 ou 6x4.

O rodotrem é uma combinação de veículos de carga composta por um total de 9 eixos. É composto por um veículo trator 6x4 tracionando dois semi-reboques ligados através de um dolly de dois eixos. O semi-reboque dianteiro é ligado ao veículo trator através da quinta roda, o dolly é ligado ao semi-reboque dianteiro por um engate automático e com cambão (engate tipo A) e o semi-reboque traseiro é engatado na quinta roda do dolly. Esta combinação permite um PBTC de 74 t, o que aumenta em

¹ 6x2 – Veículo com 6 pontos de apoio no solo sendo 2 com tração.

² 6x4 – Veículo com 6 pontos de apoio no solo sendo 4 com tração.

64% a capacidade de carga transportada, em comparação com uma combinação tradicional de três eixos 6x2. O rodotrem necessita, por lei, ser tracionado por um veículo trator 6x4 e de um trajeto definido para obter Autorização Especial de Trânsito (AET).

2.1.3 Tipos de tanques

Quando o material de transporte é líquido como os combustíveis, óleos, água, grãos, leite e produtos químicos, os caminhões equipados com tanque são utilizados. A capacidade de carga pode variar dependendo do tamanho e formato do tanque, da configuração do veículo e do número de eixos.

Tanto o formato do tanque, como a capacidade de carga e seu respectivo nível de enchimento, podem influenciar no comportamento dinâmico do veículo em mudanças de faixas repentinas. Os formatos de tanque mais comuns são os com seção transversal em gota, elíptico, semi-elíptico e circular. Exemplos de formatos de tanques são exibidos na Figura 4.

Figura 4 - Exemplos de formatos de tanques

(a) Tanque Circular



(b) Tanque Elíptico



(c) Tanque Semi-Elíptico



(d) Tanque Gota

- (a) Fonte: BIASITANQUES, 2017;
 (b) Fonte: TANQUESSCHERRER, 2017;
 (c) Fonte: GERALDOJOSE, 2017;
 (d) Fonte: INTERPORTSLOGISTICA, 2017.

2.2 PROBLEMATIZAÇÃO

Quando veículos articulados são submetidos a curvas evasivas, dependendo do carregamento e da velocidade do sistema, o mesmo pode comprometer a segurança no trânsito podendo chegar ao tombamento.

Nos últimos anos, o transporte rodoviário de cargas vem sofrendo evoluções com novas legislações e tecnologias. Essas evoluções se dão por um motivo de intensa ocorrência nas estradas, que são os acidentes com veículos de carga com várias articulações, ou ainda em um caso mais específico, a influência de líquidos na estabilidade do veículo em um transporte de semi-reboques ou rodotrens tanque.

Na Tabela 4 é apresentado um informativo de acidentes rodoviários divulgado pela CNT (2014) em janeiro de 2014, nota-se um crescimento no número de acidentes rodoviários em Rodovias Federais entre 2007 e 2014. Em 2014 houve um custo

econômico total de 12,30 bilhões de reais em acidentes rodoviários representado por 169.163 acidentes registrados.

Tabela 4 - Acidentes rodoviários em Rodovias Federais entre 2007 e 2014

Acidentes Rodoviários em Rodovias Federais Policiadas - Brasil 2007 – 2014								
Tipo	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
Nº de acidentes	128.451	141.122	158.641	183.410	188.925	184.493	186.581	169.163
Nº de mortos	7.063	6.950	7.340	8.623	8.480	8.655	8.551	8.227
Nº de feridos	81.752	84.674	93.500	103.138	104.448	104.386	103.910	100.810
Varição Anual em%								
Tipo	2007/2008	2008/2009	2009/2010	2010/2011	2011/2012	2012/2013	2013/2014	
Nº de acidentes	9,86%	12,41%	15,61%	3,01%	-2,35%	1,13%	-9,34%	
Nº de mortos	-1,60%	5,61%	17,48%	-1,66%	2,06%	-1,20%	-3,79%	
Nº de feridos	3,57%	10,42%	10,31%	1,27%	-0,06%	-0,46%	-2,98%	
Custo Econômico dos Acidentes Rodoviários – 2014								
Tipo	Custo Médio	Número de Acidentes		Custo Total dos Acidentes (R\$ bilhões)				
Com fatalidade	R\$ 646.762,94	6.742		4,36				
Com vítimas	R\$ 90.182,71	62.458		5,63				
Sem vítimas	R\$ 23.062,97	99.963		2,31				
		169.163		12,30				

Nota: valores referentes ao mês de dezembro de 2014

Fonte: Adaptado pelo autor, CNT, 2014.

Segundo Gestão de Frotas (2013), acidentes de trânsito e no transporte rodoviário têm gerado fortes prejuízos a toda cadeia produtiva. Prejuízos financeiros, danos ambientais e perdas de vidas. Acidentes com veículo de carga articulados estão presentes em 35% dos acidentes que ocorrem nas rodovias federais, 26% das fatalidades em acidentes nestas rodovias envolveram estes veículos, que não representa mais que 14% da frota. Além das inestimáveis perdas de vidas, os acidentes geram prejuízos estimados em 10 bilhões de reais ao ano para as empresas de transporte rodoviário em multas de órgãos do governo, processos judiciais, custos com seguradoras e outros.

Globo (2013) publicou em agosto de 2013 um acidente típico envolvendo uma CVC bitrem tanque carregando 58 mil litros de etanol. O acidente ocorreu em Chapadão do Sul-MS, a 325 km de Campo Grande-MS. Segundo informações do Corpo de Bombeiros, o motorista perdeu o controle do veículo ao fazer uma curva para entrar em uma usina. Não houve perda de vidas.

Ainda segundo informações, a carga, por conta do atrito com o solo, pegou fogo e provocou um incêndio às margens da rodovia, que consumiu cerca de um

hectare de pastagem. Foram usados aproximadamente 80 mil litros de água no combate às chamas. A Polícia Militar Ambiental foi até o local para apurar os danos ambientais causados. De acordo com a corporação, houve combustão de quase toda a carga.

A Figura 5 e Figura 6 traz imagens do acidente.

Figura 5 - Acidente em Chapadão do Sul-MS, a 325 km de Campo Grande-MS



Fonte: GLOBO, 2013.

Figura 6 - Acidente com CVC bitrem tanque carregando 58 mil litros de etanol



Fonte: GLOBO, 2013.

Esta situação ocorre devido a fenômenos específicos na qual afetam significativamente a dirigibilidade do veículo. Dentre os diversos fenômenos envolventes, podemos citar a Amplificação Traseira (*rearward amplification*) e o Efeito *Sloshing*, na qual serão a abordagem principal desta pesquisa.

O principal agente causador da Amplificação Traseira é a aceleração lateral causada pelos movimentos bruscos do veículo. A aceleração lateral máxima que um veículo de carga é capaz de suportar antes de tombar é conhecido como Limite de Tombamento Estático, ou *Static Rollover Threshold* (SRT).

O SRT é representado pelo valor da aceleração lateral capaz de causar o levantamento dos pneus do lado interno da curva, momento a partir do qual o tombamento é considerado inevitável.

A Amplificação Traseira pode ser definida como o efeito responsável pelo aumento do deslocamento lateral na última unidade do semi-reboque em relação a unidade tratora. Em consequência deste aumento, a última unidade estará sujeita a

maior aceleração lateral, podendo chegar ao tombamento levando consigo as demais unidades.

Este efeito pode trazer situações na qual veículos convencionais realizam determinadas curvas seguramente em sua velocidade máxima permitida para aquela curva, porém, para as CVC, existirá possibilidade de ocorrer o aumento da aceleração lateral na última unidade, mesmo o veículo não estando em sua velocidade máxima permitida para aquela curva, provocando o acidente. As principais variáveis que implicam no aumento da Amplificação Traseira são a velocidade do veículo e o raio de curva.

O Efeito *Sloshing* é causado pelo movimento livre de cargas líquidas transportadas em semi-reboques ou reboques tanque. Em situações que o tanque estiver cheio, 100% do volume, o Efeito *Sloshing* terá pouca influência ou nenhuma. No entanto, quando o tanque está com seu volume parcial, existirá grande influência ao tombamento caracterizado pelo movimento livre do líquido conhecido como *slosh*. São movimentos complexos e dependem basicamente da geometria do tanque, nível do volume que se encontra o tanque e viscosidade do líquido.

Quando um veículo se encontrar em movimento em uma curva evasiva, a aceleração lateral sofre aumentos expressivos, provocando ainda mais o movimento *slosh*. O Efeito *Sloshing* faz com que o centro de gravidade da carga se desloque lateralmente reduzindo a estabilidade do veículo.

Para reduzir este efeito, os veículos com semi-reboques tanque são muitas vezes compartimentados e são carregados e descarregados um compartimento de cada vez. Assim, quando parcialmente carregado apenas uma parte da carga total é livre para mover-se e o efeito negativo na estabilidade de tombamento é reduzida.

Investigando e conhecendo o comportamento de um CVC quando afetado pelos efeitos da Amplificação Traseira e *Sloshing*, é possível avaliar e buscar por medidas de segurança na operação destes veículos que possam minimizar os graves riscos que vem causando à segurança rodoviária, ao meio ambiente e até mesmo as perdas de vidas, especialmente quando se trata de carregamentos como líquidos perigosos.

2.3 OBJETIVOS

2.3.1 Objetivo Geral

Modelagem matemática do CVC tipo bitrem e rodotrem compostos por semi-reboques tanque de seção transversal circular e elíptica para simulação computacional do comportamento dinâmico quando submetidos a uma curva evasiva. As análises serão conduzidas avaliando o comportamento próprio e condições de movimento para diferentes velocidades.

2.3.2 Objetivos Específicos

- a) Avaliação do efeito da Amplificação Traseira causada pelo aumento da aceleração lateral do semi-reboque traseiro em relação as demais unidades do veículo (veículo trator, semi-reboque dianteiro e dolly);
- b) Avaliação do Efeito *Sloshing* e sua influência na estabilidade do veículo variando o nível de enchimento de líquido no tanque;
- c) Comparação do comportamento dinâmico entre os modelos bitrem e rodotrem;
- d) Comparação do comportamento dinâmico entre os formatos de tanque circular e elíptico;
- e) Determinação da velocidade crítica do sistema para determinada manobra;
- f) Desenvolver um modelo matemático que possa efetivamente prever o limiar de tombamento do CVC;
- g) Fornecer informações que possam ser usadas por projetistas para melhorar a estabilidade de CVC bitrem e rodotrem petroleiro.

2.4 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

Desenvolvimento de modelo matemático da CVC tipo bitrem com 7 eixos e rodotrem com 9 eixos equipados com tanque de seção transversal circular e elíptico. O líquido transportado será considerado água à temperatura de 20 °C. A Figura 7 e Figura 8 trazem uma representação similar dos modelos que serão avaliados. A Figura 7 o bitrem com tanque circular e a Figura 8 o rodotrem com tanque circular.

Figura 7 - Modelo similar ao bitrem com tanque circular que será avaliado



Fonte: BIASITANQUES, 2017.

Figura 8 - Modelo similar ao rodotrem com tanque circular que será avaliado



Fonte: BIASITANQUES, 2017.

Serão feitas simulações para a análise dinâmicas dos modelos matemáticos com auxílio do software Matlab. As avaliações levarão em conta a mudança de comportamento do veículo, ou seja, quando o mesmo é submetido a uma manobra, alteração nas condições de carregamento (nível de enchimento do tanque) e velocidade do sistema.

Com as informações obtidas, será possível analisar o efeito da Amplificação Traseira e o Efeito *Sloshing*. O parâmetro de análise para o limite do tombamento é a

aceleração lateral. Também será analisado o comportamento próprio do veículo através de análise gráfica. Desta forma, estabelece-se a velocidade limite (onde o sistema permanece estável) para o movimento do veículo e também a melhor condição de carregamento.

2.5 CRITÉRIO DE AVALIAÇÃO

Dentre os fatores mais importantes que podem influenciar a tendência de um veículo tombar, pode-se citar a velocidade, geometria do veículo, altura do centro de gravidade, PBTC, suspensão, pneus, largura e curvatura da rodovia. Se todos esses fatores forem mantidos em níveis aceitáveis, o veículo permanecerá estável e se não forem devidamente considerados, o risco de perda de controle ao tombamento aumentará.

No estudo de dinâmica veicular, existem duas medidas básicas de desempenho que foram desenvolvidas para avaliar a estabilidade de um veículo, são elas o Limiar de Tombamento Estático, ou *Static Rollover Threshold* (SRT) e a Taxa de Transferência de Carga Dinâmica, ou *Dynamic Load Transfer Ratio* (DLTR).

A DLTR reflete a estabilidade do veículo durante uma manobra repentina. Para determinar esta medida, o veículo é obrigado a executar uma manobra de mudança de faixa especificada à velocidade da rodovia, assim é determinada uma proporção de transferência de carga de um lado do veículo para o outro pela carga total. O valor máximo dessa razão é o DLTR.

O valor de DLTR varia entre 0 e 1, onde 0 é nenhuma transferência de carga e 1 é a transferência de carga completa para um lado do veículo. Quando o veículo está se movendo em linha reta o DLTR é 0 pois os pesos em ambos os lados são iguais. No ponto de tombamento do veículo o DLTR é 1 pois todo o peso está em um lado do veículo. Existem algumas variações na especificação da manobra de mudança de faixa que é usada para avaliar o DLTR, sendo uma medida bastante sensível a qual manobra é usada, conforme Ternz (2006).

2.5.1 SRT (*Static Rollover Threshold*)

Será utilizado o SRT como critério de avaliação dos resultados desta pesquisa. O SRT reflete a estabilidade do veículo durante curvas de velocidade constante. Seu limite é a aceleração lateral necessária para levantar do chão todas as rodas de um

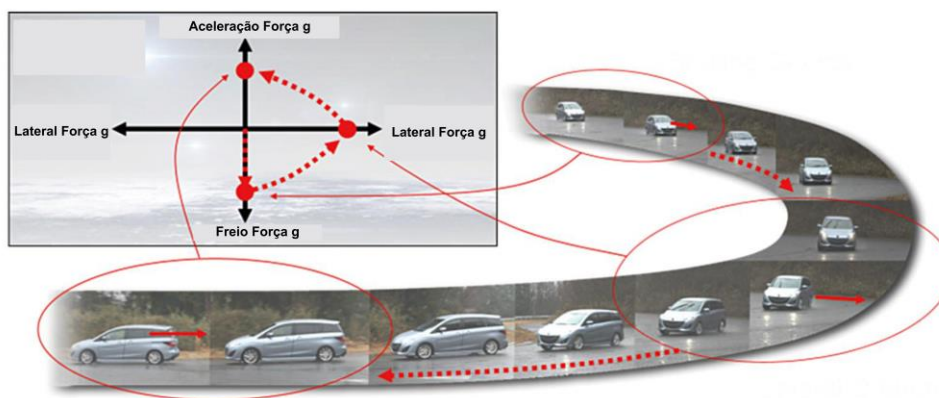
dos lados do veículo, neste ponto podemos considerar que o veículo está à beira do tombamento.

O SRT é expresso pela força g , na qual é gerada pela aceleração lateral imposta a um veículo quando se encontra em uma curva e é medida na unidade da aceleração da gravidade.

Convivemos com o efeito da aceleração da gravidade diariamente nos automóveis. Quando este contorna uma curva, nosso corpo tende a permanecer com a mesma velocidade vetorial que estava submetida antes da curva. Fica-se com a sensação de estar sendo arremessado para o lado contrário à curva, isso porque a velocidade vetorial é tangente à trajetória. No momento em que o carro está em movimento e este freia repentinamente, sente-se como se fôsse atirado para frente, pois o corpo tende a continuar em movimento e o mesmo ocorre quando acelera-se e sente-se a sensação de estar sendo atirado para trás. Este e vários outros efeitos semelhantes são explicados pela 1ª Lei de Newton, o princípio da inércia.

A Figura 9 apresenta um diagrama exemplificando a atuação na força g em um veículo.

Figura 9 - Atuação da força g em um veículo



Fonte: MAZDA, 2017.

Pode-se compreender a grandeza da força g facilmente, pois $1g$ significa estar sob uma aceleração de aproximadamente $9,81 \text{ m/s}^2$. Já em $2g$, essa aceleração é duplica e assim sucessivamente.

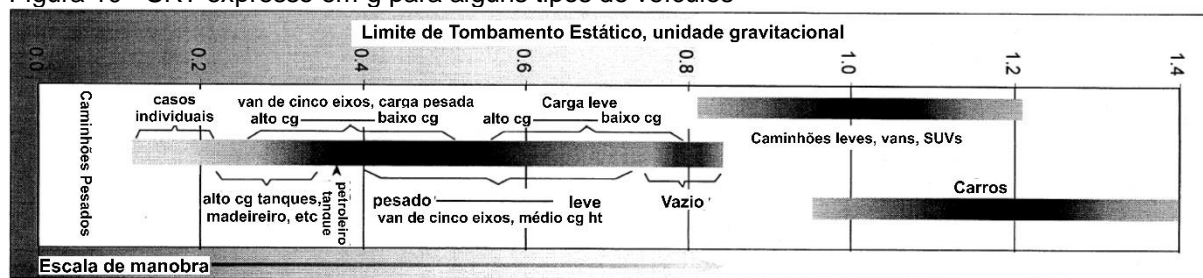
Veículos com SRT baixo são mais propensos ao tombamento do que aqueles com um SRT superior, especialmente quando se passa em torno de curvas

acentuadas e em manobras de emergências repentinas. Isso significa que quanto menor o SRT menos estável está o veículo.

Veículos de pequeno porte e de passageiros, o SRT é praticamente sempre maior que 1g, já os carros de Fórmula 1 e de alta performance, devido as grandes velocidades e o baixo centro de gravidade, a força g pode chegar a 5g. O SRT para caminhões pesados, muitas vezes ficam abaixo de 0,5g. Veículos pesados e articulados, como os bitrens e rodotrens, o SRT fica entre 0,1g e 0,4g.

Winkler e Ervin (1999), apresentaram em sua pesquisa sobre tombamento de veículos comerciais pesados a Figura 10, na qual traz para alguns tipos de veículos o SRT expresso em g.

Figura 10 - SRT expresso em g para alguns tipos de veículos

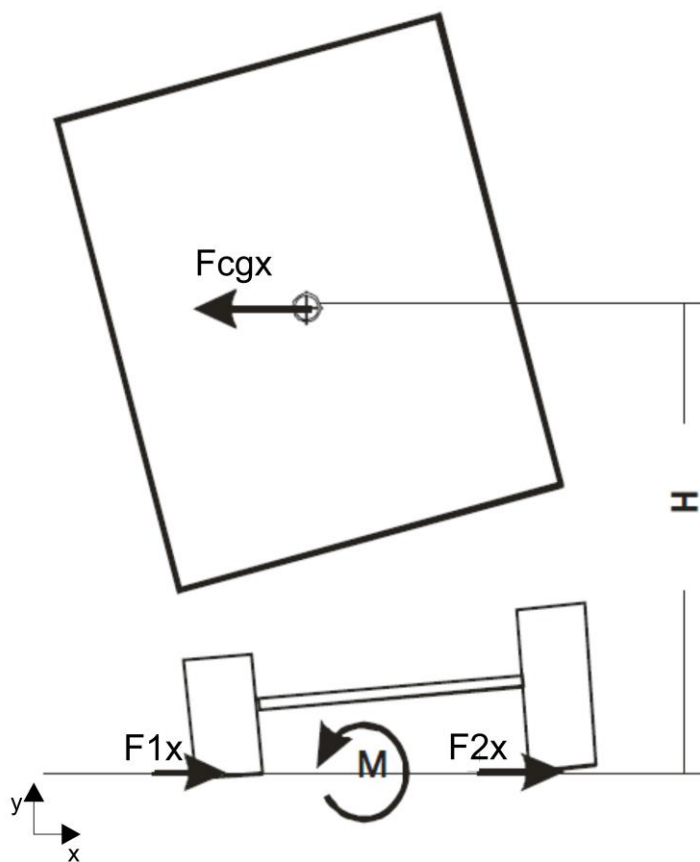


Fonte: WINKLER, C.B. ERVIN, R.D, 1999.

A tolerância de um corpo ou um veículo à força g depende de alguns fatores, como sua duração, sua intensidade e o local onde é aplicada.

Quando um veículo contorna uma curva a uma certa velocidade, a força g atua no centro de gravidade opondo-se a forças iguais e opostas na interface entre o pneu e a estrada. Caso a força g seja maior que o limite de aderência dos pneus, o veículo poderá deslizar lateralmente ou tombar. Isto ocorre, pois, as linhas de ação dos dois conjuntos de forças são separadas por uma certa distância (a altura do centro de gravidade), eles geram um momento que pode levar o veículo ao tombamento. Esta ação é ilustrada na Figura 11.

Figura 11 - Ilustração apresentando as forças horizontais durante as curvas



Fonte: TERNZ, 2006.

A componente em x da força g pode ser descrita pela Equação (1).

$$F_{cgx} = F_{1x} + F_{2x} \quad (1)$$

Onde,

F_{cgx} é a componente em x da força g atuante no centro de gravidade;

F_{1x} é a força gerada pelo atrito entre o pneu 1 e a pista;

F_{2x} é a força gerada pelo atrito entre o pneu 2 e a pista.

O momento M pode ser descrito pela Equação (2).

$$M = F_{cgx} \cdot H \quad (2)$$

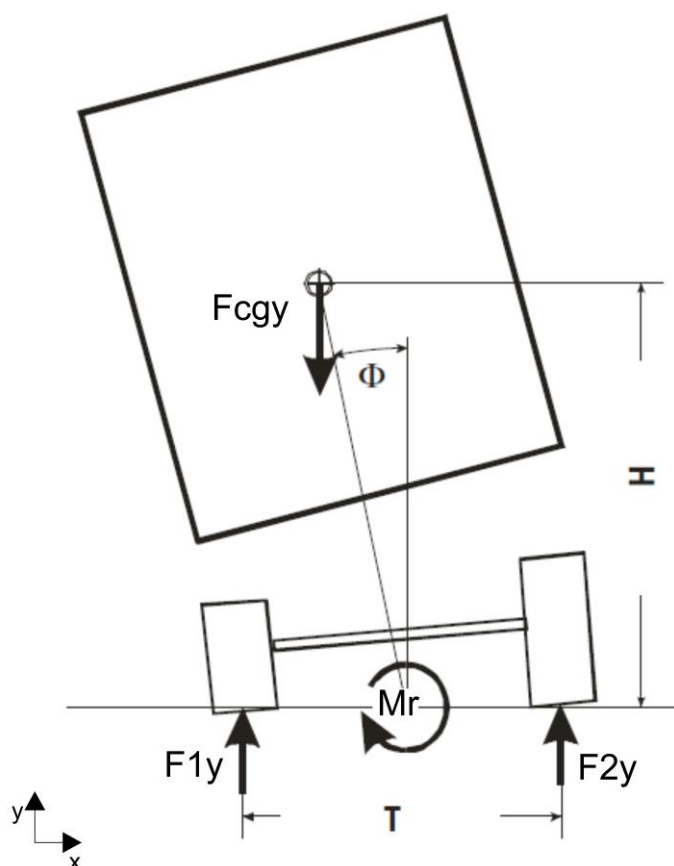
Onde,

M é o momento gerado pelas forças horizontais;

H é a altura do centro de gravidade.

Considerando as forças verticais para a mesma manobra, tem-se uma força vertical total atuando para baixo localizada no centro de gravidade na qual é equilibrada por forças iguais e opostas na interface entre o pneu e a estrada. Também existirá um momento de restauração igual e oposto ao momento gerado pelas forças horizontais. O momento de restauração é gerado por ter uma transferência de carga de um lado do veículo para o outro. No entanto, existe um limite superior para esta transferência de carga uma vez que todo o peso está nos pneus de um dos lados do veículo, então não é possível mais transferência de carga e é obtido o momento de restauração máximo. Ocorrerá o tombamento do veículo se o momento gerado pelas forças horizontais exceder o momento de restauração máximo. Esta ação é ilustrada na Figura 12.

Figura 12 - Ilustração apresentando as forças verticais durante as curvas



Fonte: TERNZ, 2006.

A componente em y da força g pode ser descrita pela Equação (3).

$$F_{cgy} = F_{1y} + F_{2y} \quad (3)$$

Onde,

F_{cgy} é a componente em y da força g atuante no centro de gravidade;

F_{1y} é a força vertical no pneu 1;

F_{2y} é a força vertical no pneu 2.

O momento de restauração M_r pode ser descrito pela Equação (4).

$$M_r = (F_{1y} + F_{2y}) \cdot \frac{T}{2} - F_{cgy} \cdot H \cdot \Phi \quad (4)$$

Onde,

M_r é o momento de restauração gerado pela transferência de carga de um lado do veículo para o outro;

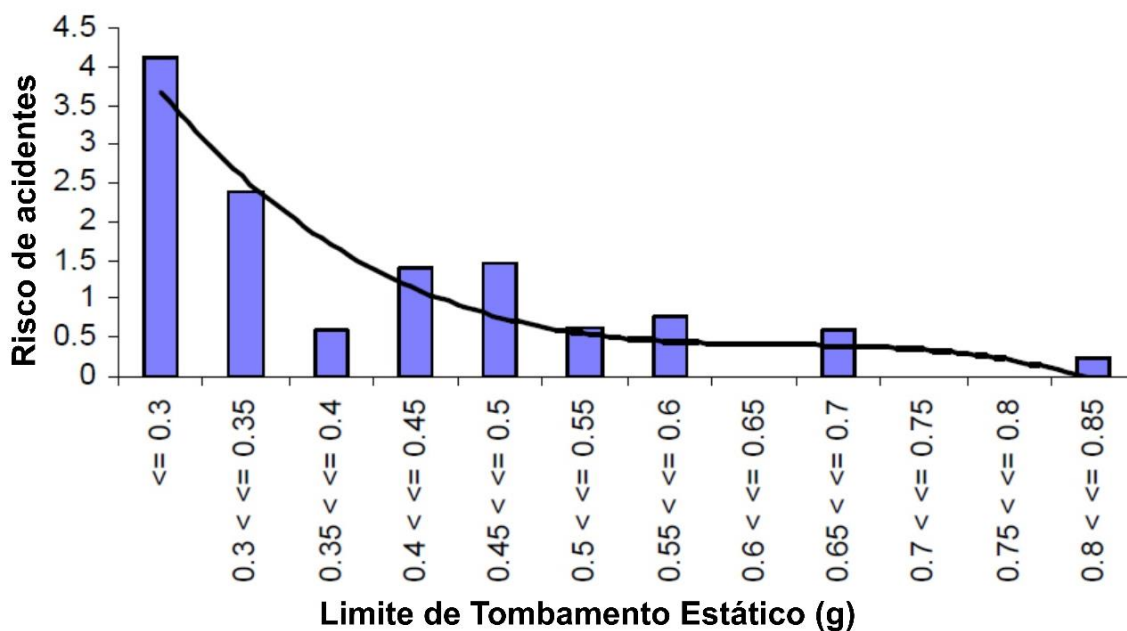
T é a distância entre o pneu 1 e o pneu 2;

Φ é o ângulo de inclinação do veículo.

Segundo a TSV Consulting (2017), pesquisas realizadas na Nova Zelândia sobre o fenômeno de tombamento de veículos pesados mostraram que veículos com PBTC superior a 12 t e reboques com PBTC superior a 10 t terão riscos de se envolver em acidentes de tombamento se o SRT for superior a 0,35g em uma manobra brusca ou curva de emergência.

A Figura 13 mostra a relação entre o risco de acidentes com tombamento e o desempenho de estabilidade caracterizado por SRT. Pode-se ver que os veículos com desempenho mais baixo (aqueles com uma SRT < 0,3g) apresentam quatro vezes mais chances de se envolver em acidentes com tombamento. Quinze por cento (15%) dos CVC não atingiram a meta 0,35g. Claramente, melhorar o comportamento dos veículos com o desempenho mais fraco, deve gerar uma redução substancial nos acidentes de tombamento.

Figura 13 - Risco de acidentes com tombamento e o desempenho de estabilidade caracterizado por SRT



Fonte: TERNZ, 2006.

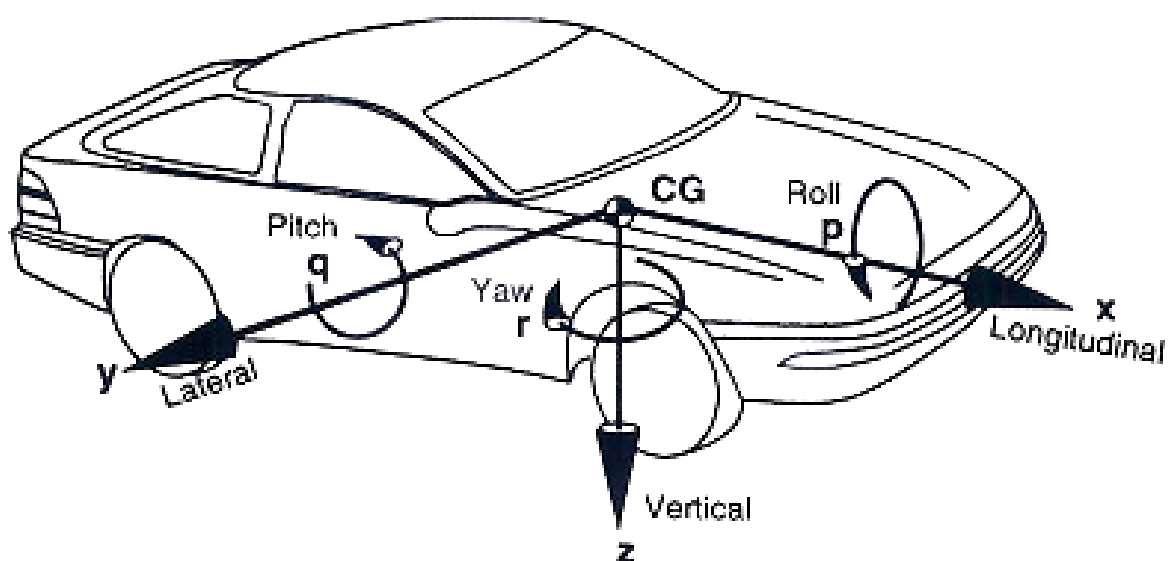
Para Mueller (1999), veículos pesados de carga com SRT de 0,3g, terão três vezes mais chances de envolvimento em acidentes de tombamento.

Em alguns casos de acidentes a manobra é realizada pelo motorista dentro dos limites legais de velocidade e procedimentos, porém o acidente ocorre devido à existência da amplificação do movimento traseiro e a não percepção da alta instabilidade da última unidade.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A dinâmica veicular estuda os movimentos dos veículos e pode ser classificada de acordo com a direção do movimento que se deseja estudar, conforme o sistema de coordenadas mostrado na Figura 14. Pode ser dividida em três áreas: Dinâmica longitudinal, Dinâmica vertical e Dinâmica lateral.

Figura 14 - Sistema de coordenadas para o veículo conforme SAE

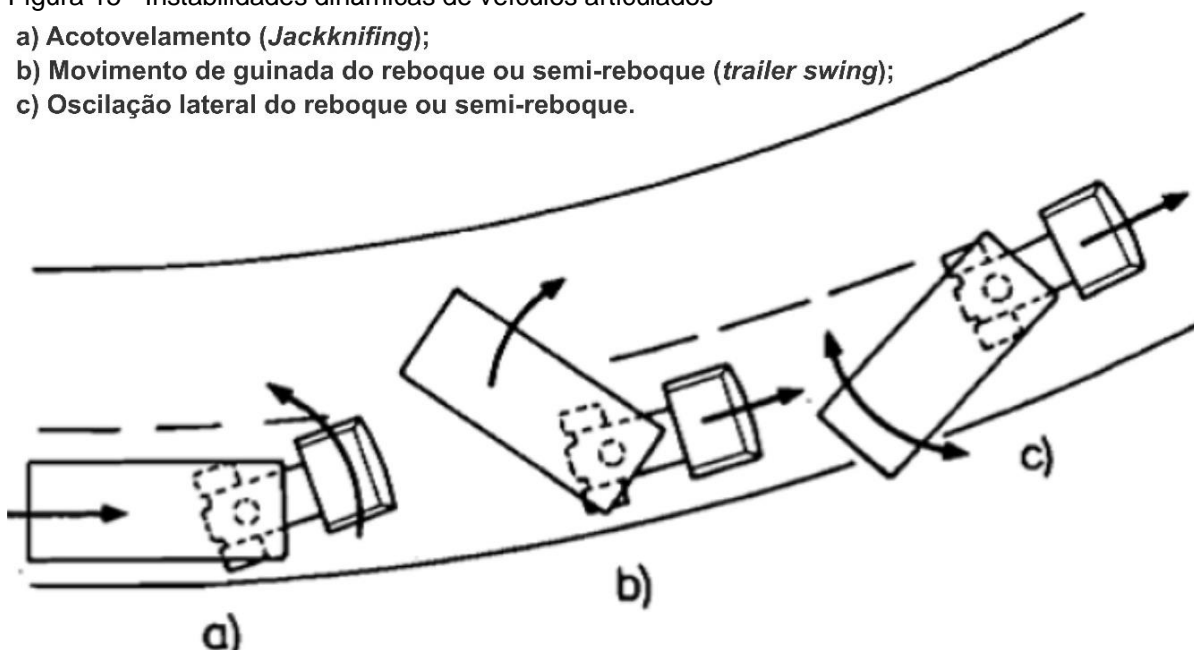


Fonte: GILLESPIE, 1992.

Segundo VLK (1982), o comportamento na dinâmica lateral das CVC difere dos veículos simples, o que são compostos por uma única unidade, devido às instabilidades dinâmicas que caracteristicamente podem apresentar, sendo estas instabilidades indicadas na Figura 15:

Figura 15 - Instabilidades dinâmicas de veículos articulados

- a) Acotovelamento (*Jackknifing*);
- b) Movimento de guinada do reboque ou semi-reboque (*trailer swing*);
- c) Oscilação lateral do reboque ou semi-reboque.



Fonte: VLK, 1982.

Entender o comportamento em manobras e a estabilidade de veículos pesados e articulados foi o objetivo de muitos pesquisadores da área de dinâmica veicular. Segundo Dugoff (1971) a primeira pesquisa sobre dinâmica de veículos articulados foi desenvolvida em 1937 por L. Huber e O. Dietz no Automotive Research Institute at Stuttgart na Alemanha.

Huber e Dietz (1937) realizaram experimentos em um modelo de escala acompanhado por um programa de teste para avaliação de um reboque de 2 eixos.

O experimento de Huber e Dietz foi seguido por um complemento teórico elaborado por Ziegler (1938) em Stuttgart. Ziegler (1938) utilizou o critério de estabilidade de Hurwitz para avaliar a estabilidade de reboques de um e dois eixos, porém, dentre as simplificações desse modelo matemático, a menos defensável foi desconsiderar a influência do escorregamento lateral dos pneus em curvas, chamado de *sideslip*.

Williams (1952) também foi um dos pioneiros a estudar e desenvolver o tema, na qual realizou uma análise simplificada para estudar o efeito *snaking* de um trailer de duas rodas sendo rebocado por um veículo trator. Mais tarde, Slibar e Paslay (1957) avaliaram a resposta mecânica de um reboque de duas rodas quando o seu ponto de engate se move a uma velocidade constante com uma excitação lateral.

O grande salto e avanço nos estudos de estabilidade lateral ocorreu no início da década de 1960, pois até esta data, as pesquisas eram focadas apenas na unidade

rebocada (reboque ou semi-reboque) e eram desconsideradas a correlação com a unidade tratora (veículo trator).

O avanço das pesquisas também se deu nesta época com a utilização de computadores para a solução de equações complexas que descrevem o movimento de veículos articulados. Dentre os trabalhos mais importantes pode-se citar os elaborados por Hales, Jindra, Ellis, Schmid, Kullberg e VLK. Estes autores analisaram a estabilidade dinâmica e controle de veículos articulados com três eixos movendo-se em curvas sem inclinação e com velocidade longitudinal constante.

Jindra (1963) e Ellis (1966) estudaram o problema do *jackknifing* usando equações lineares de movimento e velocidade constante. No entanto, os resultados obtidos não foram facilmente evidenciados para se relacionar com o *jackknifing* de um veículo real. Hales (1963) e Ellis (1963) consideraram o efeito da travagem, mas as conseqüências das simplificações de seus modelos ainda eram incertas e a questão de saber se o efeito *jackknifing* pode ou não ocorrer sem o bloqueio de um ou mais conjuntos de rodas não foi respondido.

Jindra (1964) investigou as oscilações laterais de um trem de reboque longo composto por um veículo principal e vários reboques de quatro rodas idênticos. Jindra (1965) ampliou sua pesquisa para estudar o efeito da mudança de diferentes parâmetros na estabilidade direcional de uma combinação de trator-reboque constituída por um veículo trator, um semi-reboque e um reboque completo. O efeito da localização da quinta roda, o comprimento do semi-reboque, a sobretensão do semi-reboque e muitos outros parâmetros na estabilidade direcional foram considerados.

Jindra (1965) estudou as características de dirigibilidade através de um método simplificado de análise linear dos movimentos e velocidade constante de um conjunto de veículos composto por um veículo trator de 2 eixos, um semi-reboque de 1 eixo, um dolly de 1 eixo e um semi-reboque de 1 eixo, totalizando 4 veículos e 3 articulações.

Ervin (1979) utilizou ensaios experimentais para seu estudo de estabilidade em um modelo composto por veículo trator e semi-reboque. Efetuou a validação do seu modelo matemático com os resultados experimentais. Observou que alguns dos veículos da época (década de 70) apresentaram instabilidade em curvas em velocidades a partir de 55 mph (80 km/h), com limiares de tombamento iguais ou

menores que 0,3g. Sugeriu como melhoria nos veículos o aumento da rigidez torsional do veículo trator, na suspensão dianteira e no chassi.

Slibar e Paslay *apud* VLK (1982) estudaram um reboque de um eixo, e foi possível expressar os esforços dos pneus em curvas como uma função linear dos ângulos de escorregamento lateral dos pneus.

A maior parte dos estudos realizados até 1982, os pesquisadores tinham dificuldades para apresentar a modelagem matemática em conjunto com o comportamento do veículo avaliado experimentalmente. VLK (1982) e Esmailzadeh (1996) ressaltam a necessidade da validação experimental dos modelos matemáticos para o estudo de estabilidade de veículos articulados.

Ervin, Fancher e Gillespie (1984) avaliaram a estabilidade lateral de sete diferentes veículos longos combinados realizando manobras com rápido esterçamento, estabilidade ao tombamento e guinada, além de outras avaliações de dinâmica longitudinal. Indicaram o efeito da amplificação traseira como uma característica importante na qualidade do desempenho dinâmico dos veículos longos combinados. Observaram que para as CVC, a distribuição das propriedades da suspensão de um eixo em relação ao(s) outro(s) tem grande importância na estabilidade ao tombamento.

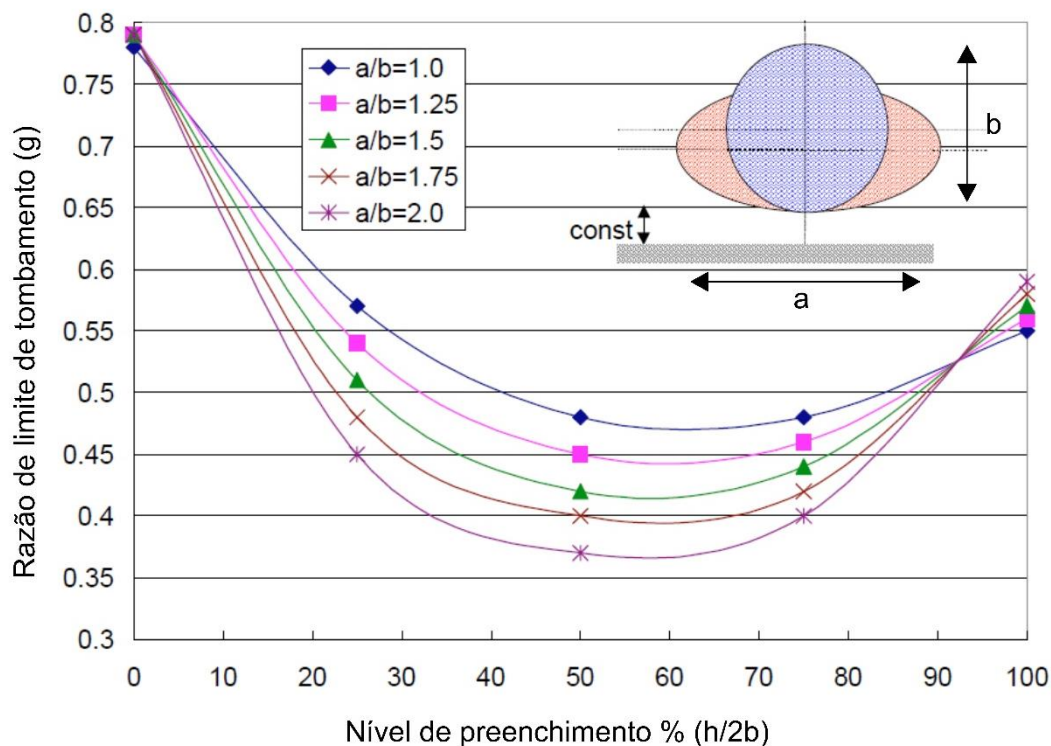
Esmailzadeh (1996) estudou a estabilidade de veículos articulados para transporte de madeira. Citou pontos importante quanto os parâmetros de inércia do semi-reboque, na quinta-rodas, do acoplamento (*turntable*) e o centro de massa do semi-reboque. Esses parâmetros possuem influência significativa na estabilidade de combinações de veículos articulados. Esmailzadeh (1996), conclui através de uma análise de sensibilidade que mudanças na rigidez lateral (*cornering stiffness*) e no peso de cada unidade também têm efeito muito significativo no desempenho dinâmico destes veículos.

Segundo Salem (2000), o estudo da influência do líquido no tombamento de caminhões tanque tem um alto nível de dificuldade devido à distribuição da carga líquida nos compartimentos não ser linear.

Salem (2000) estudou o limite de tombamento de um caminhão tanque em função da variação do formato geométrico do tanque de circular à elíptico. De acordo com o resultado evidenciado na Figura 16, concluiu que utilizando a mesma altura da base do tanque em relação ao solo, o tanque elíptico terá um limiar de tombamento

maior que o circular, tanto nas condições completamente vazio ou cheio. Porém, se estiver parcialmente cheio, seu limiar de tombamento passa a ser menor.

Figura 16 - Curvas do limite de tombamento variando o formato do tanque

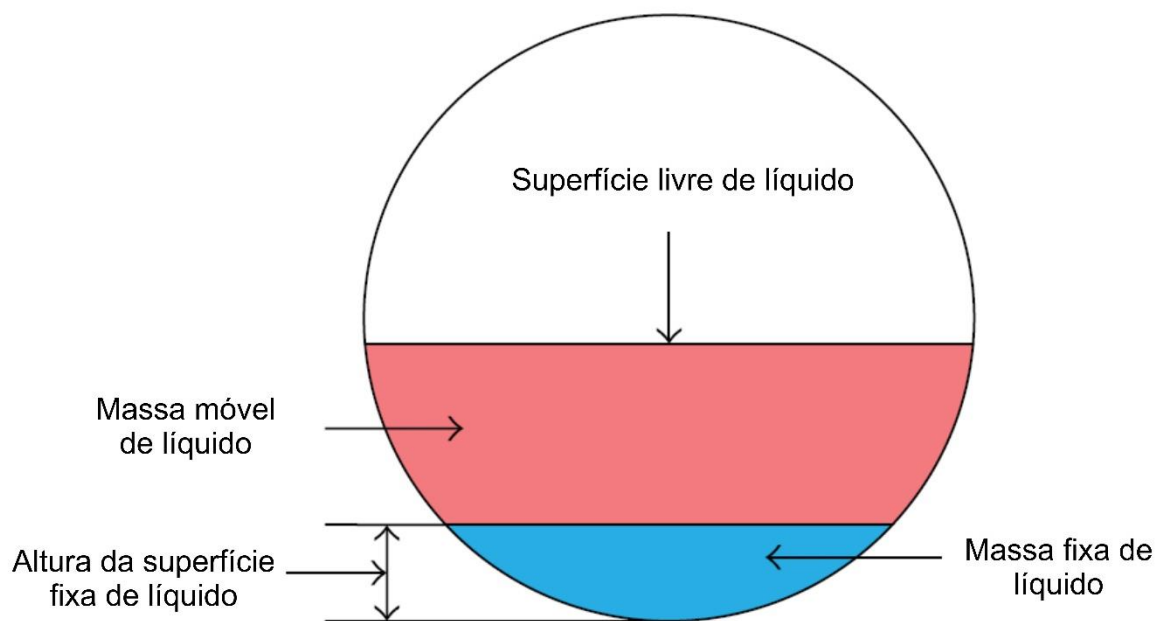


Fonte: SALEM, 2000.

A razão a/b se refere à razão entre a largura e a altura do tanque, sendo $a/b=1$ para o formato circular e $a/b=2$ para o elíptico. Observa-se nas curvas que o tanque elíptico, tanto abaixo de 3% como acima de 92% de enchimento, o seu limiar de tombamento é maior que no tanque circular. Isso ocorre devido o centro de gravidade ser mais baixo que no tanque circular. Porém, para os valores de enchimento entre 4% e 91%, o tanque circular tem seu limiar de tombamento maior. Isso ocorre pois possui menos massa móvel de fluido dentro do compartimento em relação ao tanque elíptico.

Li (2013) cita que o volume de um determinado líquido dentro de um tanque é dividido em duas partes: a parte fixa e a móvel. A massa fixa está localizada na parte inferior do tanque e é sempre estática, mesmo existindo uma aceleração lateral no tanque. Em contrapartida, a massa móvel se move com a existência da aceleração lateral e a mesma está localizada acima da parcela fixa, conforme Figura 17.

Figura 17 - Representação da massa fixa e massa móvel em um tanque parcialmente cheio



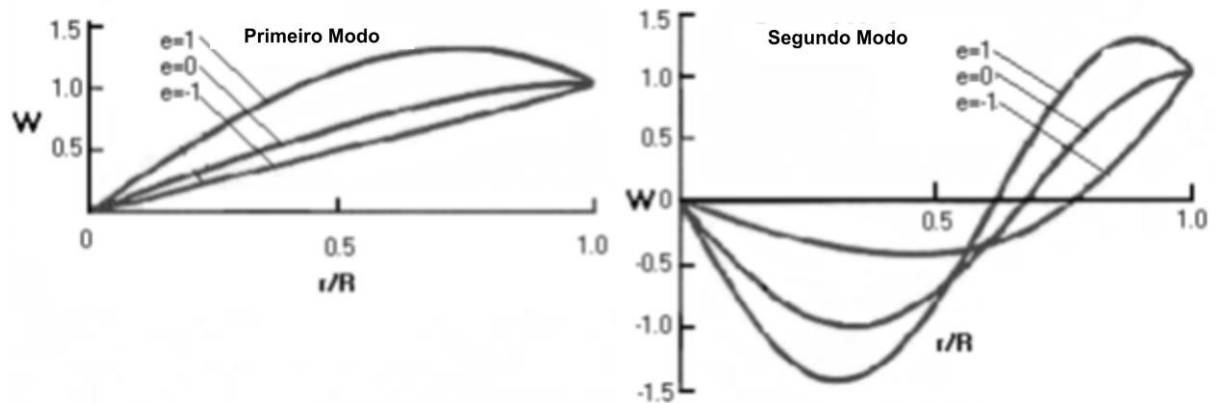
Fonte: X.-L. Zheng, X.-S. Li, Y.-Y. Ren, Y.-N. Wang, Z.-Q. Cheng, 2013.

Salem (2000) estudou a estabilidade ao tombamento de um veículo equipado com tanque elíptico parcialmente cheio. Utilizou um modelo de pêndulo com mecanismo *Trammel* para simular o movimento do fluido. Apesar de seu modelo estar limitado em cenários de movimento *Sloshing* lineares e de pequena amplitude, o autor cita ter sido um grande desafio o desenvolvimento e a identificação de parâmetros para o modelo de *slosh* análogo.

Em sua extensa revisão bibliográfica, Salem (2000) citou Budiansky (1960) na qual concluiu que o primeiro modo de oscilação é o principal para um fluido em um tanque parcialmente cheio e pode ser descrito pelo movimento da superfície do fluido, que é aproximadamente plana.

A Figura 18 apresenta o primeiro e o segundo modo de oscilação de um fluido em um tanque de acordo com Budiansky (1960). Onde W é a altura do fluido normalizado e e é um parâmetro que representa o nível de preenchimento do tanque, $e = -1$ para vazio, $e = 0$ para parcialmente cheio e $e = 1$ para cheio. Observa-se que para o primeiro modo de vibrar e o tanque parcialmente cheio, a superfície do fluido é aproximadamente plana.

Figura 18 - Primeiro e o segundo modo de oscilação de um fluido em um tanque de acordo com Budiansky (1960)



Fonte: BUDIANSKY, 1960.

Dessa forma, Salem (2000) iniciou o desenvolvimento de sua pesquisa encontrando a posição do centro de gravidade de um determinado volume de líquido em um tanque com formato elíptico. Descobriu que o movimento do centro de gravidade do líquido segue um caminho elíptico paralelo à parede do tanque, conforme Figura 19 e obedecendo a seguinte relação:

$$\frac{\bar{a}_{cg}}{\bar{b}_{cg}} = \frac{\bar{a}}{\bar{b}} = \frac{a}{b} \quad (5)$$

Onde,

\bar{a}_{cg} é a metade do eixo maior do caminho elíptico do CG do volume do fluido;

\bar{b}_{cg} é a metade do eixo menor do caminho elíptico do CG do volume do fluido;

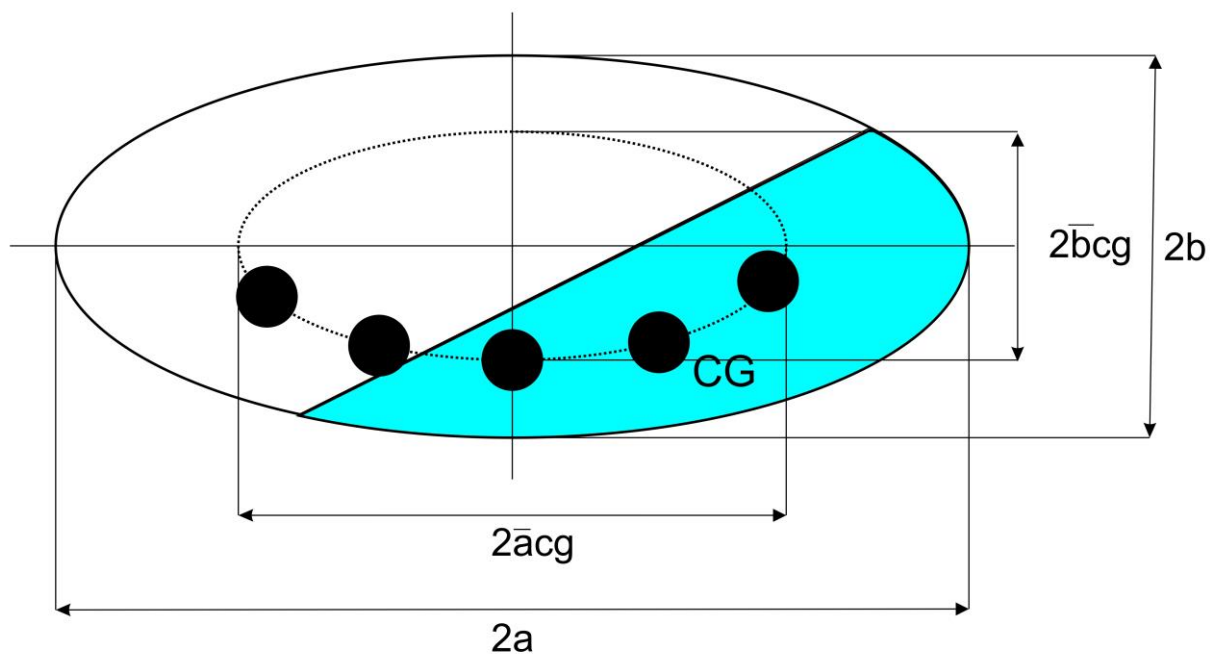
\bar{a} é o eixo maior da elipse;

\bar{b} é o eixo menor da elipse;

a é a metade do lado maior do tanque;

b é a metade do lado menor do tanque.

Figura 19 - Posição do CG de um determinado volume de líquido em um tanque com formato elíptico



Fonte: SALEM, 2000.

Então, Salem (2000) propôs um pêndulo capaz de produzir um movimento elíptico exato, conhecido como mecanismo de *Trammel*, elipsógrafo ou ainda *Trammel* de Arquímedes. A Figura 20 apresenta um exemplo do mecanismo de *Trammel*.

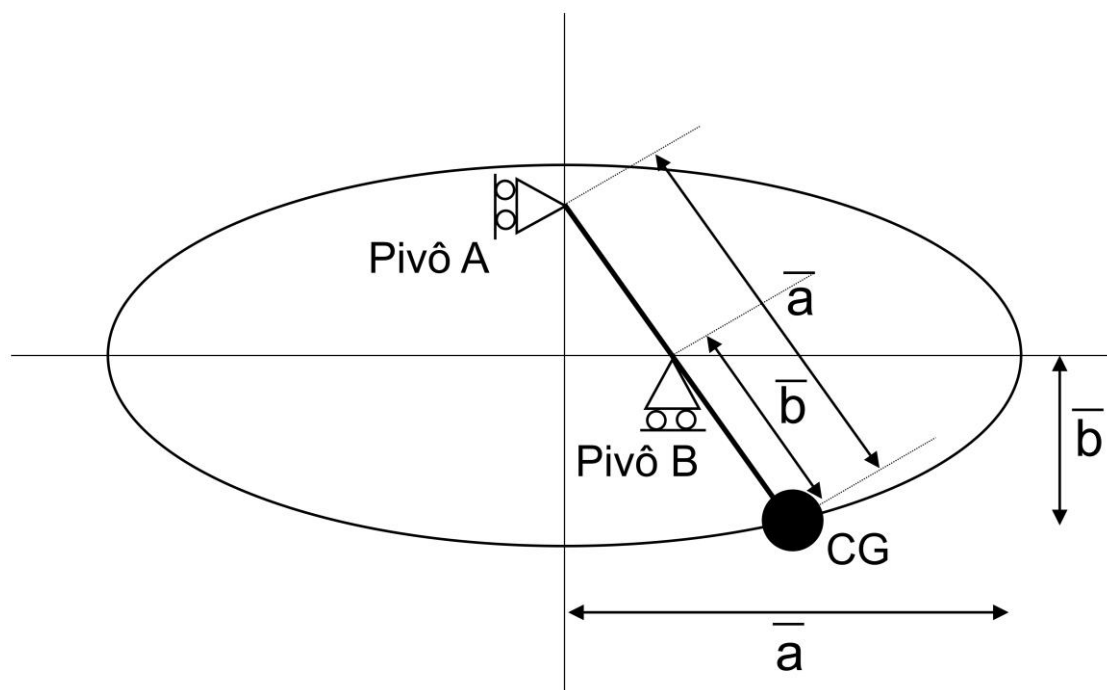
Figura 20 - Mecanismo de *Trammel*, elipsógrafo ou *Trammel* de Arquímedes



Fonte: MATEMATICASVISUALES, 2017.

Este mecanismo é composto por dois pivôs, conectados por uma haste, na qual sua extremidade percorre um caminho elíptico, conforme esquema mostrado na Figura 21. Observa-se que a distância entre o pivô A e o centro de gravidade corresponde a metade do eixo maior da elipse e a distância entre o pivô B e o centro de gravidade corresponde a metade do eixo menor da elipse.

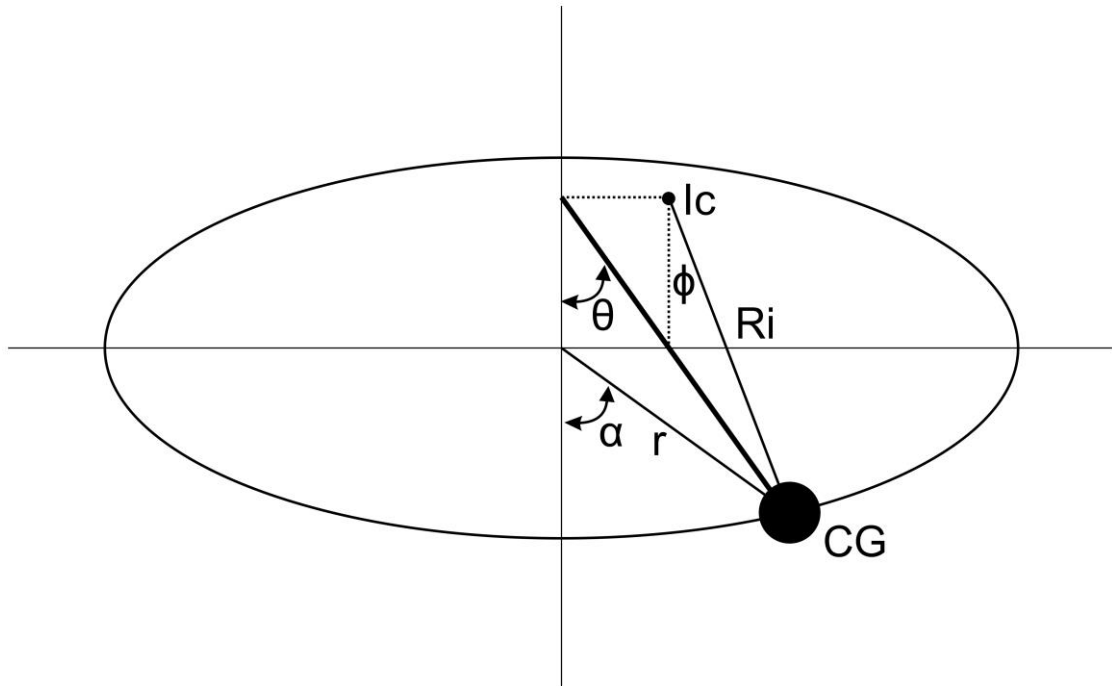
Figura 21 - Esquema de um mecanismo pêndulo *Trammel*



Fonte: SALEM, 2000.

Uma vez que o braço do pêndulo foi encontrado como perpendicular à superfície do fluido, o ângulo θ foi tomado como o parâmetro usado para derivar a equação de movimento do pêndulo. Na Figura 22, Salem (2000) mostrou as variáveis importantes que usou para encontrar as forças exercidas devido ao seu movimento.

Figura 22 - Variáveis derivadas na equação do movimento do pêndulo *Trammel*



Fonte: SALEM, 2000.

A equação de movimento para o pêndulo elíptico devido a uma aceleração horizontal externa \ddot{X} foi encontrada por Salem (2000) como sendo:

$$(\bar{a}^2 \cdot \cos^2 \theta + \bar{b}^2 \cdot \sin^2 \theta) \cdot \ddot{\theta} + 0,5 \cdot (\bar{b}^2 - \bar{a}^2) \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \sin 2 \cdot \theta + g \cdot \bar{b} \cdot \sin \theta + \bar{a} \cdot \cos \theta \cdot \ddot{X} = 0 \quad (6)$$

Onde,

θ é o ângulo do pêndulo medido a partir do eixo vertical do tanque;

\ddot{X} é a aceleração lateral do veículo;

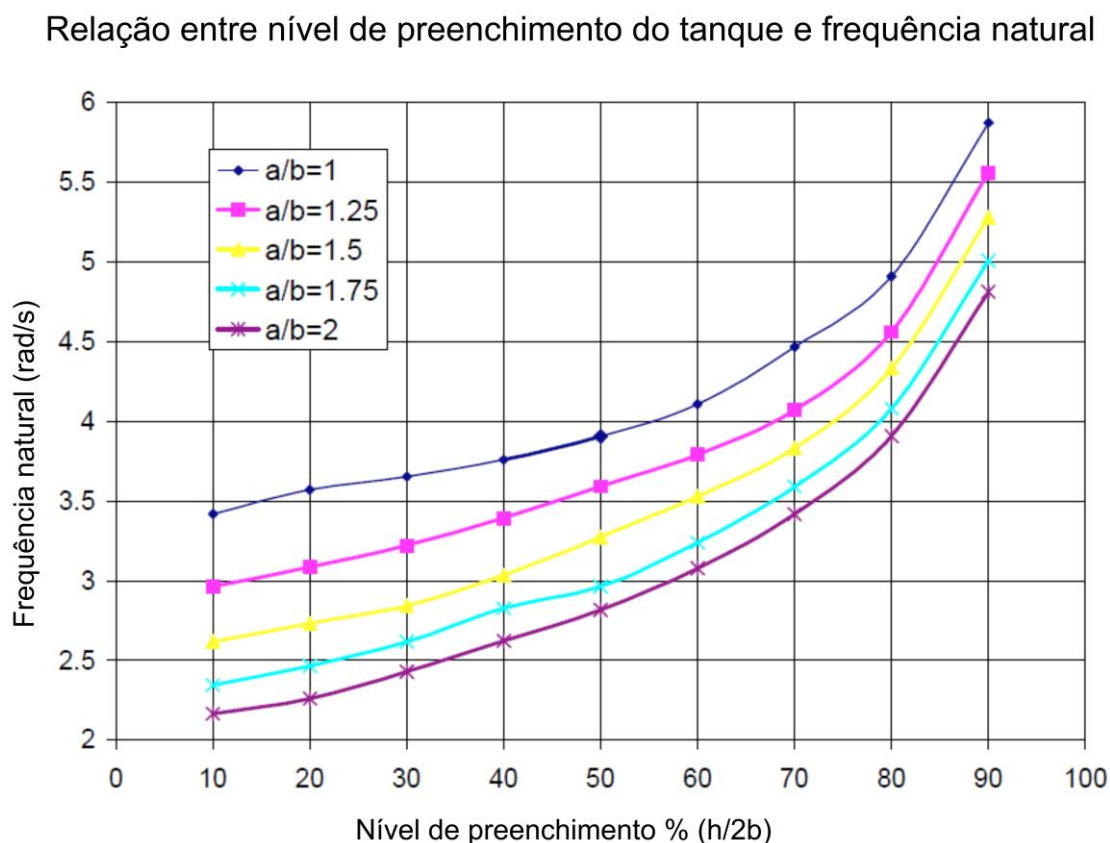
g é a aceleração da gravidade (9,81 m/s²).

A Equação (6) pode ser simplificada para pequenos ângulos sendo:

$$\ddot{\theta} \cdot \left(\frac{\bar{b}^2 - \bar{a}^2}{\bar{a}^2} \right) \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \theta + \frac{g \cdot \bar{b}}{\bar{a}^2} \cdot \theta = 0 \quad (7)$$

Utilizando um modelo em elementos finitos, Salem (2000) encontrou as frequências naturais de oscilação para um volume de fluido em um tanque elíptico parcialmente cheio, mostradas na Figura 23.

Figura 23 - Relação entre o nível de enchimento do tanque e as frequências naturais de oscilação



Fonte: SALEM, 2000.

Salem (2000) utilizou um ângulo inicial de 5° para a superfície do fluido e derivou a Equação (7). Comparando as frequências naturais de oscilação do fluido, forneceu a relação entre as dimensões \bar{b} e b conforme Equação (8).

$$\frac{\bar{b}}{b} = \Lambda = 1 + \left(1,780896 + \frac{1,542048}{\Delta}\right) \cdot H + \left(0,7726259 - \frac{1,304727}{\Delta}\right) \cdot H^2 \quad (8)$$

Onde,

Λ é a relação entre as dimensões \bar{b} e b ;

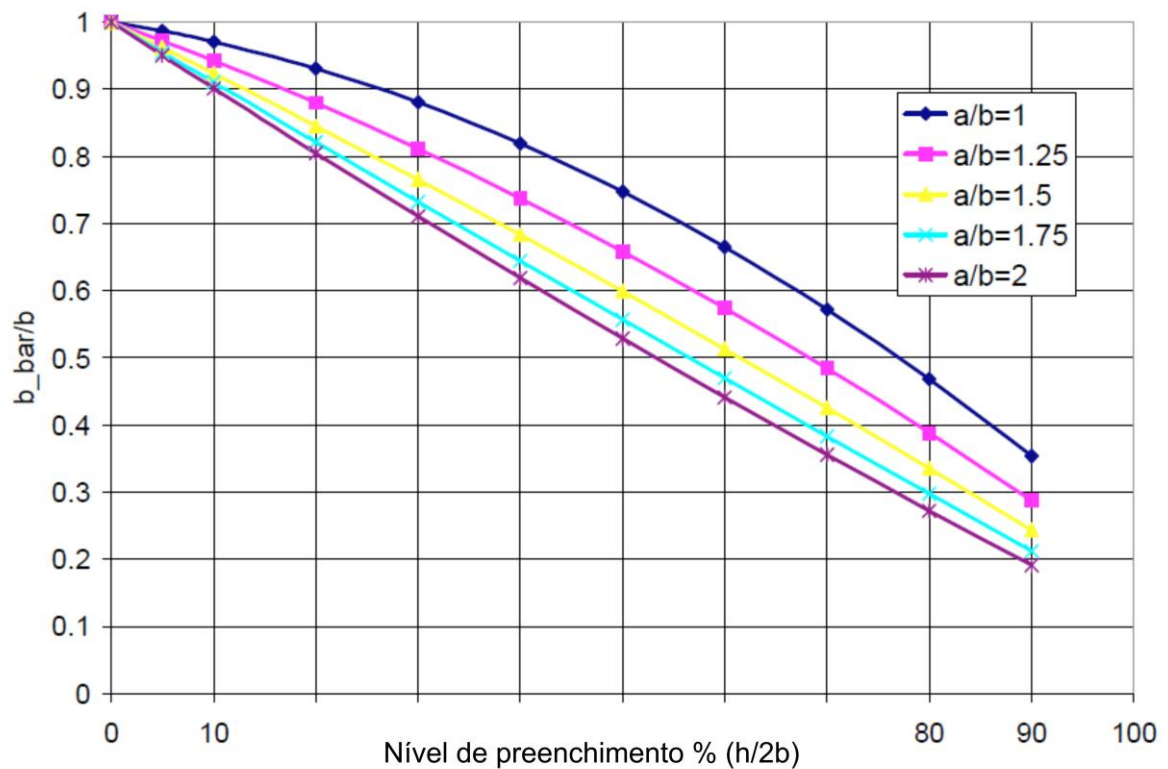
H é o nível de enchimento do tanque;

Δ é a relação entre as dimensões a e b .

As curvas para a relação entre as dimensões \bar{b} e b são mostradas na Figura 24.

Figura 24 - Relação entre o nível de enchimento e relação entre as dimensões \bar{b} e b

Relação entre nível de preenchimento e dimensões \bar{b} e b



Fonte: SALEM, 2000.

Com a frequência natural de oscilação do fluido ω e o valor de \bar{b} , foi possível encontrar o valor de \bar{a} , conforme a Equação (9).

$$\bar{a} = \sqrt{\frac{g \cdot \bar{b}}{\omega^2}} \quad (9)$$

Onde,

ω é a frequência natural de oscilação do fluido.

Através de comparações da equação de força lateral, Salem (2000) encontrou a relação entre massa do pêndulo e massa total de fluido, descrita pela Equação (10) e plotado na Figura 25. Identificou que a massa do pêndulo terá maior influência na força lateral quanto maior for a relação a/b .

$$\frac{M_p}{M_t} = \phi = 1 + \left[-0,863 + 1,237 \cdot \ln\left(\frac{a}{b}\right) \right] \cdot H - \left[0,1226 + 1,2489 \cdot \ln\left(\frac{a}{b}\right) \right] \cdot H^2 \quad (10)$$

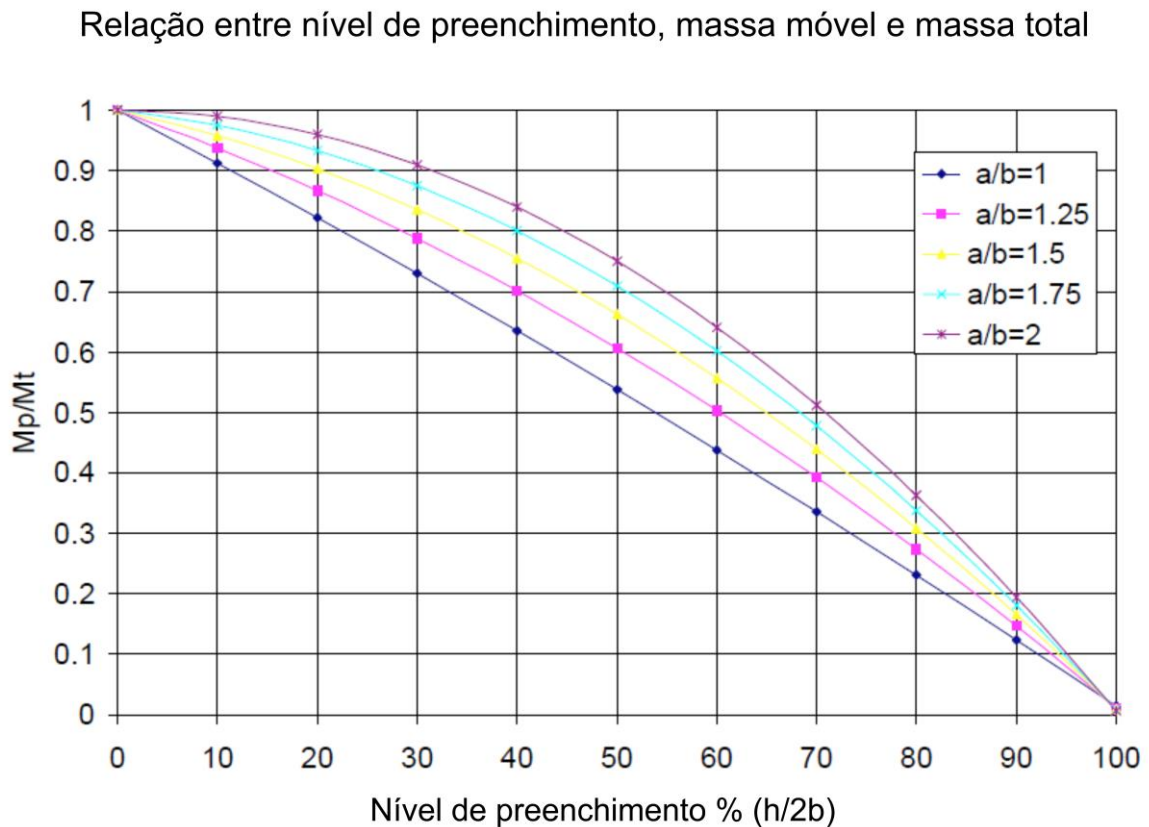
Onde,

M_p é a massa do pêndulo, ou, massa móvel de fluido;

M_t é a massa total de fluido;

ϕ é a relação entre a massa móvel e a massa total de fluido.

Figura 25 - Relação entre o nível de enchimento e a relação entre M_p e M_t



Fonte: SALEM, 2000.

A altura da massa fixa h_0 , a partir da base do tanque, é dada pela Equação (11). Através dessa função, Salem (2000) encontrou as áreas para o cálculo do momento de inércia polar de massa.

$$\frac{h_0}{b} = \frac{Y_{CG} - \phi \cdot b \cdot (1 - \Lambda)}{b \cdot (1 - \phi)} \quad (11)$$

Onde,

h_0 é a altura da massa fixa de fluido a partir da base do tanque;

Y_{CG} é a altura do CG do volume do fluido a partir da base do tanque.

A análise do modelo de Salem (2000) foi focada nos esforços do pêndulo, portanto, os efeitos dos esforços da suspensão e dos pneus, foram desprezados. Além disso, a análise foi feita somente para o semi-reboque.

Seguindo com sua modelagem matemática, Salem (2000) encontrou as reações de apoio no ponto A e B, que representam as rodas do veículo. Os resultados foram comparados e comprovados ao modelo de elementos finitos feito no software ANSYS com o tanque ETNYRE em 50% de enchimento submetido à aceleração lateral de 0,3g.

Após isso, considerou os suportes do modelo levantados do chão. Dividiu as equações de movimento em duas, primeiramente uma rotação no suporte direito enquanto o suporte esquerdo sae do chão, e depois uma rotação no suporte esquerdo enquanto o suporte direito sae do chão.

Considerou que não havia escorregamento entre suporte e chão. Com a rotação do veículo, foram considerados os momentos polares de inércia de massa do veículo e do fluido.

Para simulação, Salem (2000) utilizou uma combinação de veículo trator modelo M916A1 da fabricante ETNYRE da década de 1990 e um semi-reboque tanque do exército com capacidade de 60.000 galões de água modelo 60PRS, representado na Figura 26.

Salem (2000) ressalta que a escolha deste veículo foi devido aos dados experimentais existentes no trabalho de Gautam e Mucino (1999) terem sido disponibilizado pelo Centro de Testes Aberdeen (*Aberdeen Test Center*). Com isso,

Salem (2000) conseguiu confrontar e validar seu modelo matemático com os resultados experimentais.

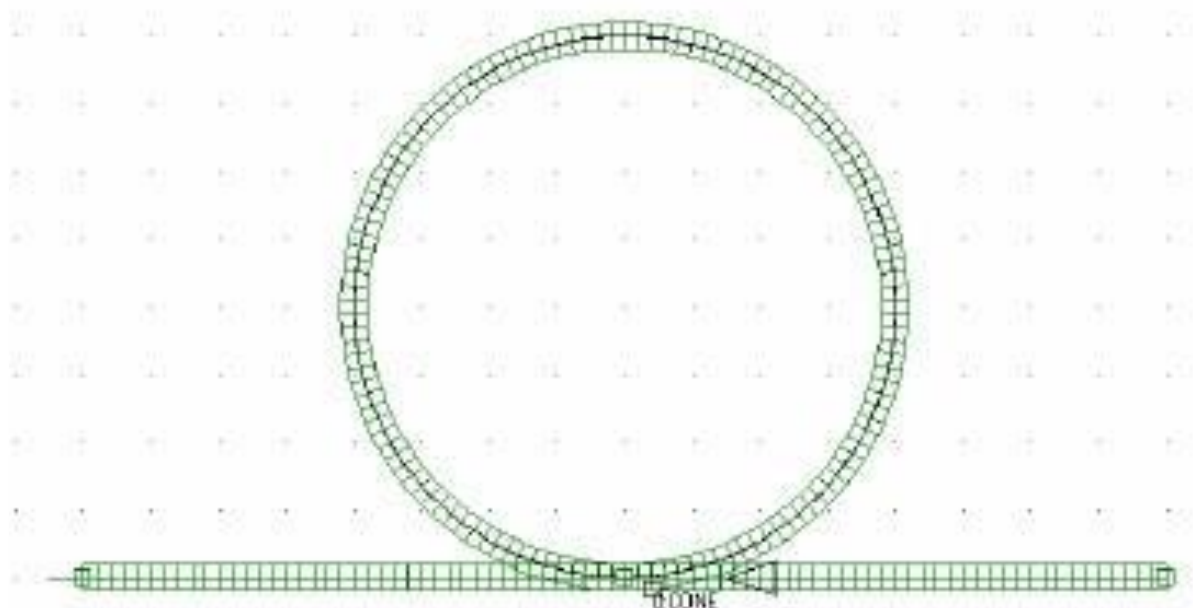
Figura 26 - Modelo caminhão-tanque utilizado por Salem (2000) para testes experimentais



Fonte: SALEM, 2000.

Salem (2000) realizou experimentos em três pistas: primeiro a pista circular em regime permanente normalizada pela ISO 14792, Figura 27, com dois valores de raio 100 e 75 pés ou 30,48 e 22,86 m respectivamente.

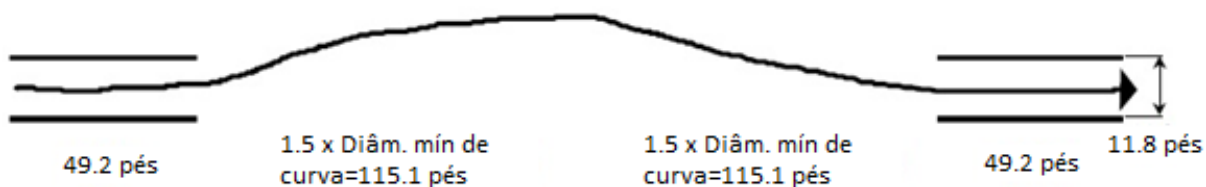
Figura 27 - Pista circular utilizada por Salem (2000) em seus testes experimentais, normalizada pela ISO 14792



Fonte: SALEM, 2000.

A segunda pista uma mudança de faixa normalizada pela TOP 2-2-002, Figura 28.

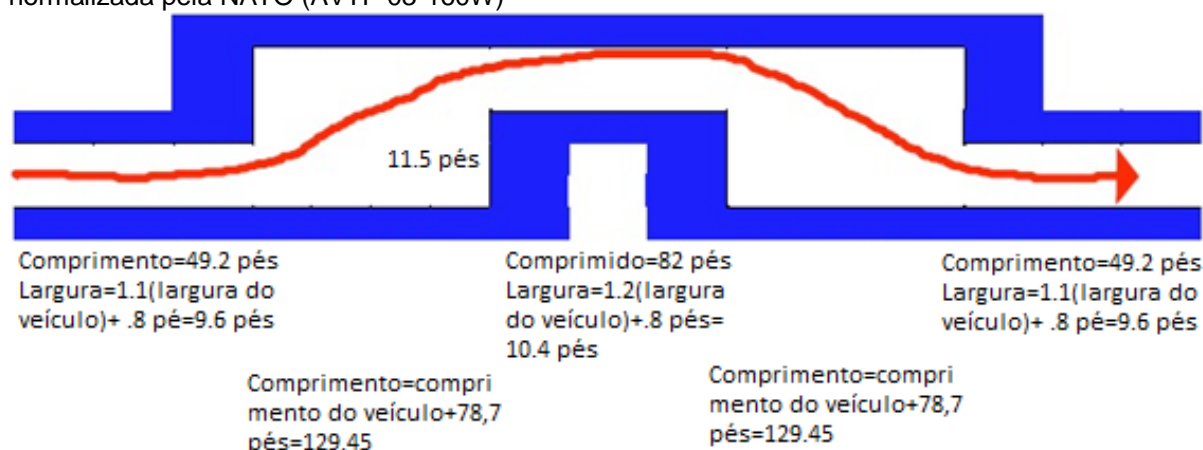
Figura 28 - Pista mudança de faixa utilizada por Salem (2000) em seus testes experimentais, normalizada pela TOP 2-2-002



Fonte: SALEM, 2000.

A terceira pista uma mudança de faixa normalizada pela NATO (AVTP 03-160W), Figura 29.

Figura 29 - Pista mudança de faixa utilizada por Salem (2000) em seus testes experimentais, normalizada pela NATO (AVTP 03-160W)



Fonte: SALEM, 2000.

O método com o mecanismo *Trammel* apresentou precisão razoável e Salem (2000) concluiu que pode ser utilizado para simular o movimento de fluidos em caminhões tanque parcialmente cheio.

O mecanismo pêndulo *Trammel* ocasionou, em até 20 %, maior força lateral e momento de rolamento comparados com os modelos de fluidos da literatura, tornando o pêndulo *Trammel* mais conservador do ponto de vista da estabilidade do veículo.

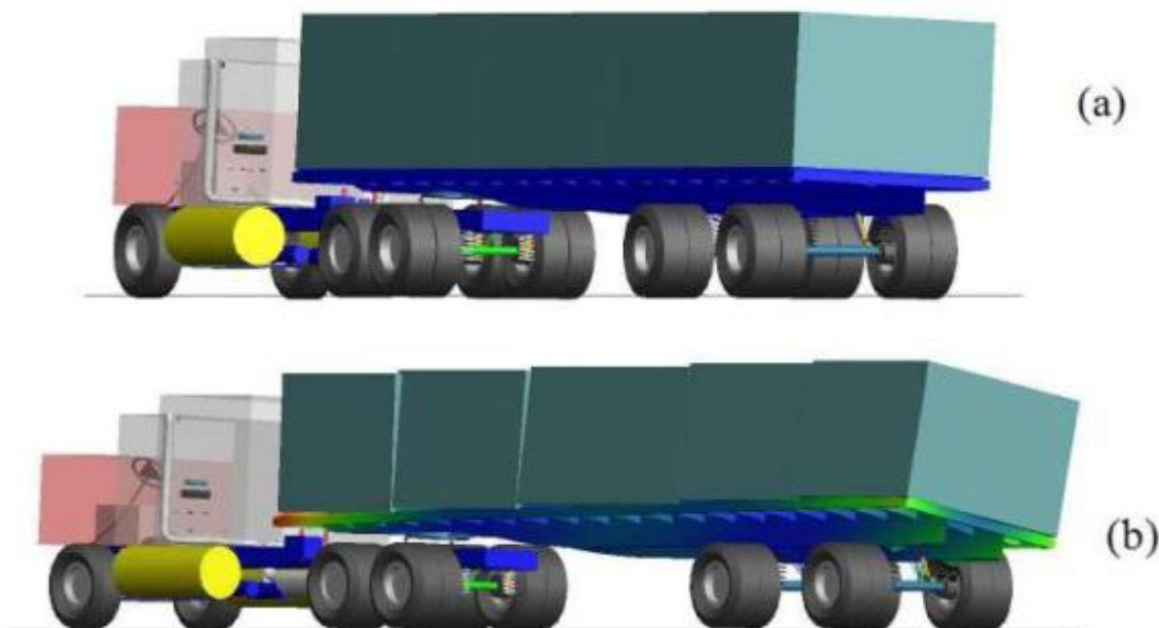
A utilização do mecanismo pêndulo *Trammel*, mostrou-se mais estáveis do ponto de vista da estabilidade numérica do que os modelos de fluido e têm muito menos tempo de solução. Salem (2000), concluiu que é muito mais fácil integrar um modelo de pêndulo *Trammel* com um veículo ao invés de integrar diretamente o fluido.

Gutiérrez (1999) indica como preocupação primordial dos pesquisadores o aumento da eficiência e da segurança ativa dos veículos de carga, justificando o emprego de ferramentas de modelagem e simulação para o desenvolvimento da representação matemática do comportamento dinâmicos destes sistemas. Com isso buscou-se algumas referências focadas em ferramentas de modelagem como os trabalhos de Vargas (2011) e Vieira (2010) na qual fizeram uso destas ferramentas.

Vargas (2011) apresentou uma análise multicorpos de CVC, propôs uma abordagem para considerações da flexibilidade estrutural do chassi de um semi-reboque em simulação de tráfego, para avaliação de dinâmica lateral. Procedeu a discretização do quadro do implemento em elementos finitos, para realização de análise de vibração livre, na qual são determinados os modos de vibrar (autovetores) e as frequências naturais (autovalores) da estrutura. Utilizando metodologia de superposição modal, os modos de vibração são classificados para compor, por

combinação linear, a flexibilidade da estrutura nas análises dinâmicas em ferramenta comercial de MBS (Multibody System). A Figura 30 traz o modelo rígido e flexível utilizado por Vargas (2011).

Figura 30 - Modelo avaliado por Vargas (2011), (a) rígido e (b) flexível



Fonte: VARGAS, 2011.

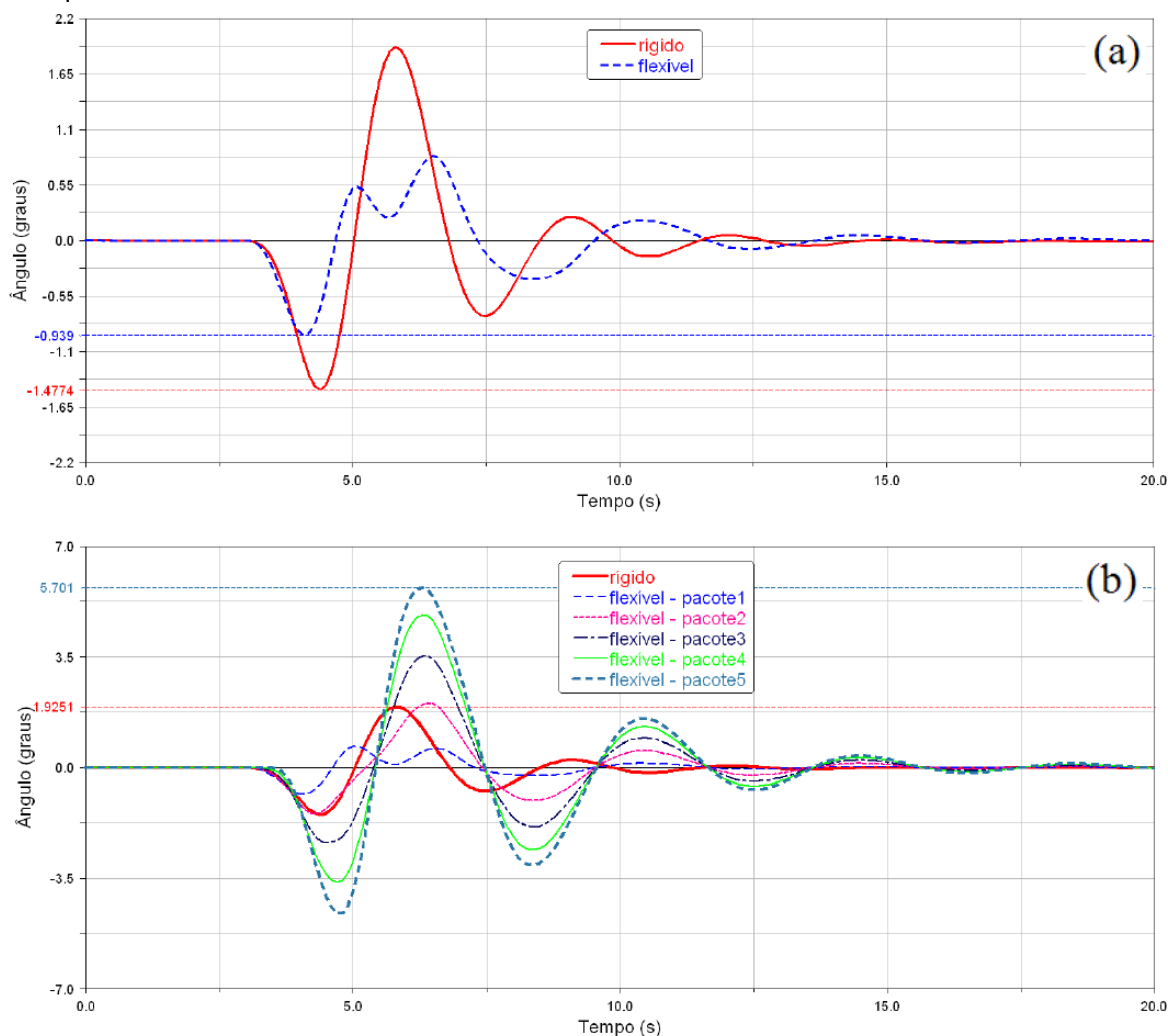
Vargas (2011) realizou simulações de manobras representativas da dinâmica lateral de combinações veiculares, com ênfase à estabilidade em rolagem (eixo x). Os efeitos globais da inserção de flexibilidade modal no chassi do semi-reboque foram avaliados por meio de métricas específicas, baseadas em normas ISO de dinâmica lateral para veículos pesados.

A inclusão da flexibilidade estrutural do chassi de um semi-reboque em simulações dinâmicas e utilizar as características modais do corpo, permitiu integrar dois conceitos de simulação virtual de sistemas mecânicos: a análise modal via método de elementos finitos e a análise dinâmica por sistemas multicorpos. Com essa combinação, representou-se de forma detalhada, em uma modelagem dinâmica, o comportamento de uma estrutura que, dependendo das circunstâncias, sofre grandes e visíveis deformações elásticas.

Vargas (2011) conclui que a metodologia que adotou em seu trabalho obteve bons resultados, a flexibilidade estrutural do chassi do semi-reboque comprovou ter grande influência na dinâmica lateral do CVC. Para o ângulo de rolagem e a deflexão

no bolsão (elemento elástico da suspensão), o valor do quadro flexível foi até três vezes maiores que do quadro rígido. Observou alterações significativas nas respostas no domínio da frequência. Portanto, incorporar a flexibilidade do chassi nesse tipo de veículo e de análise dinâmica gera resultados bastante diferentes do caso simplificado, somente com corpos rígidos.

Figura 31 - Ângulo de rolagem da CVC na mudança simples de pista, (a) cavalo mecânico e (b) semi-reboque



Fonte: VARGAS, 2011.

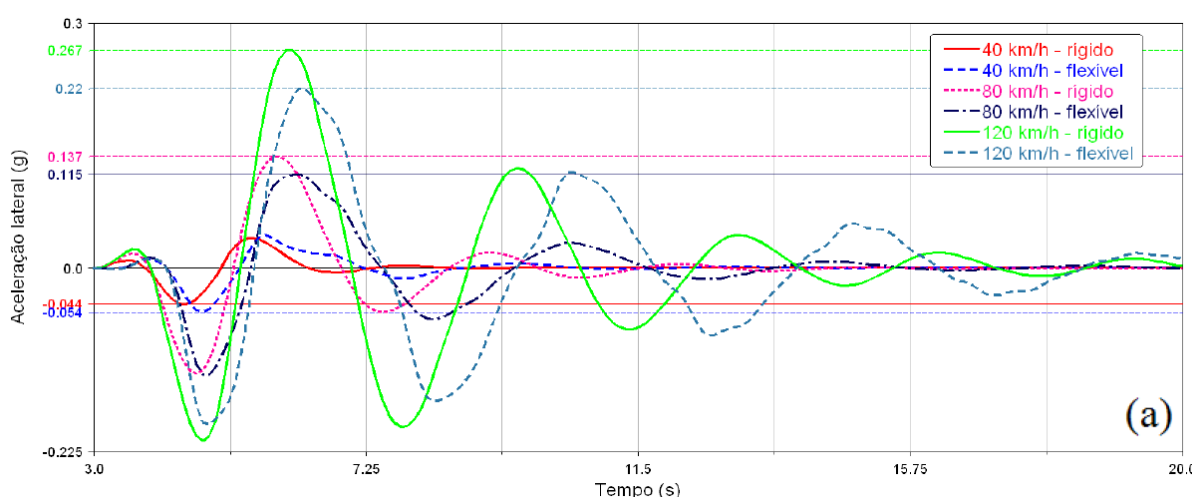
Na Figura 31 foi possível notar as diferenças no ângulo de rolagem. Para o cavalo mecânico, a rolagem diminuiu, com redução de 43% no primeiro pico da curva. Para o semirreboque, no modelo flexível, o rolamento foi aumentando à medida que o pacote analisado se afasta da articulação (quinta roda). Isso não aconteceu no modelo rígido, onde todo o implemento rola com o mesmo ângulo. Observa-se que o

semi-reboque rígido teve magnitude de rolagem semelhante à do pacote 2 do modelo flexível.

A manobra de curva de raio constante foi à única onde a inserção de flexibilidade não resultou em grandes alterações de comportamento e, ainda assim, apenas nas métricas de aceleração lateral e velocidade de guinada (eixo z). Nas demais grandezas a diferença foi significativa.

A aceleração lateral das unidades da CVC é apresentada na Figura 32. Fica nítido o aumento das acelerações laterais causadas pela consideração de flexibilidade estrutural, tanto no cavalo mecânico quanto no semirreboque.

Figura 32 - Aceleração lateral das unidades da CVC para diferentes velocidades



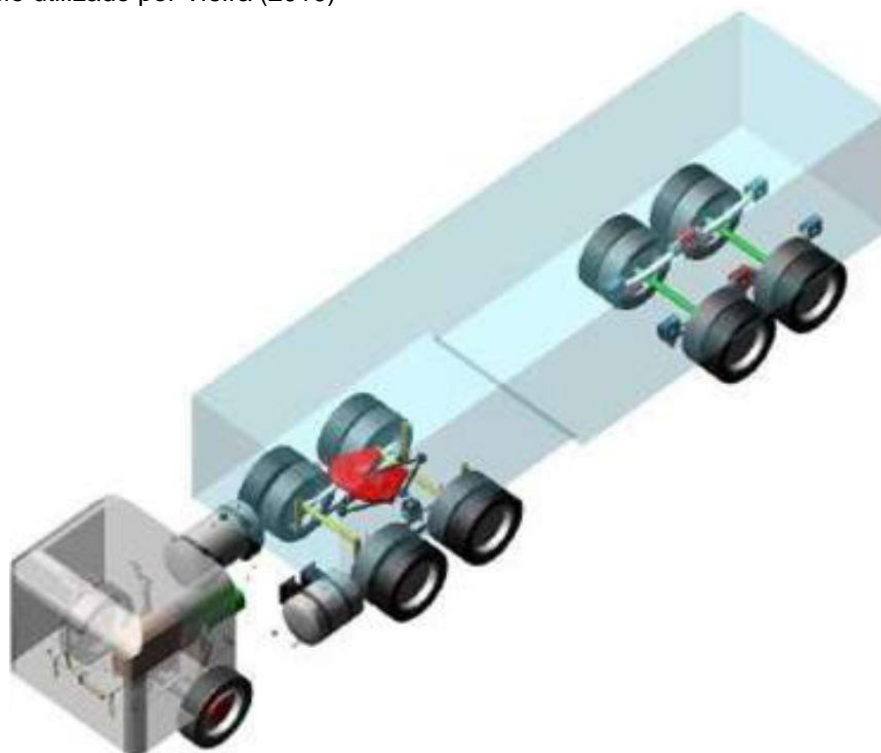
Fonte: VARGAS, 2011.

Vieira (2010) apresentou uma análise de dirigibilidade para uma combinação veicular do tipo veículo trator e semi-reboque com o auxílio de uma ferramenta de modelagem e simulação baseada na metodologia de sistemas multicorpos denominada ADAMS (*Automatic Dynamics Analysis of Mechanical Systems*), referenciada como MSC.Adam. O modelo multicorpos desenvolvido por Vieira (2010) considerava a flexibilidade do quadro do veículo trator, suspensão primária, sistema de direção, trem de força, modelo do pneu e quadro rígido para o semi-reboque, com isso, foi possível caracterizar todos os componentes (corpos, conexões entre os corpos e elementos de força).

Na combinação veicular avaliada a flexibilidade do quadro do veículo trator apresenta influência muito relevante no comportamento dinâmico do veículo, portanto,

esta característica foi considerada por Vieira (2010) através da inclusão de um quadro flexível, construído pelas suas bases modais, obtidas da análise modal desta estrutura através do método dos elementos finitos. A Figura 33 traz o modelo utilizado por Vieira (2010).

Figura 33 - Modelo utilizado por Vieira (2010)

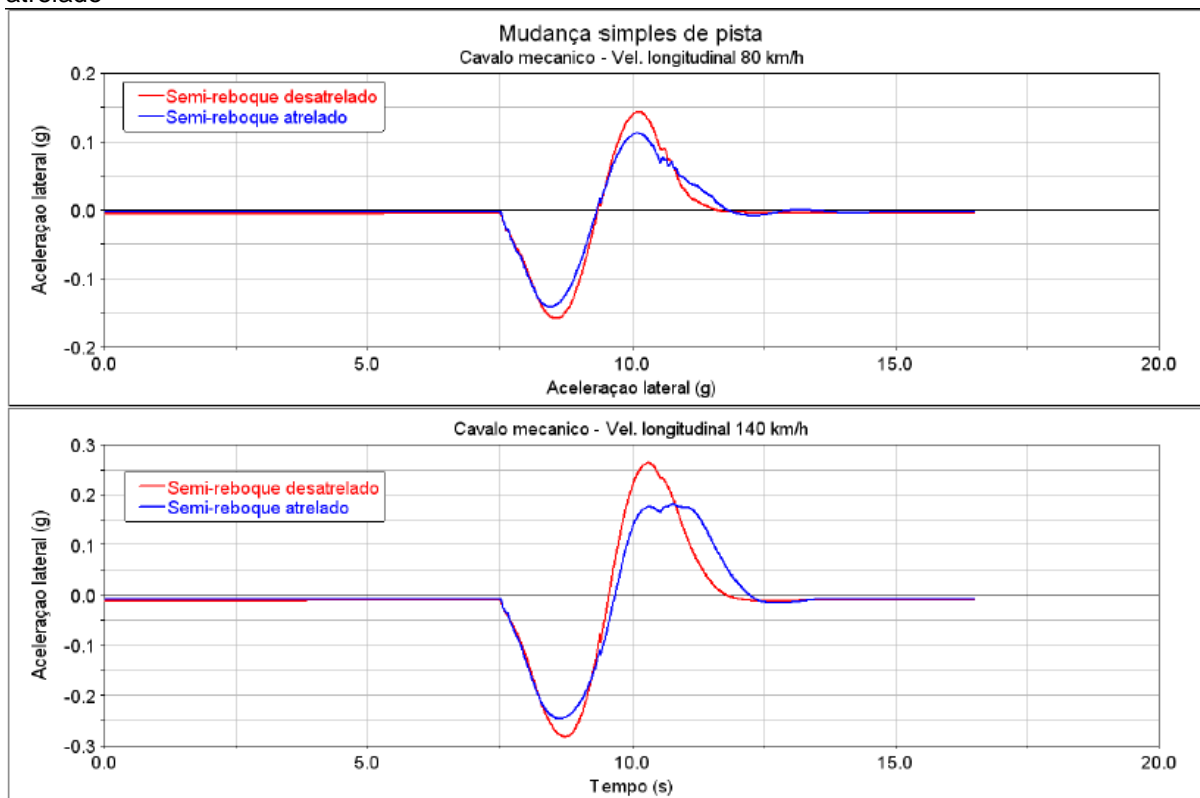


Fonte: VIEIRA, 2010.

O modelo de Vieira (2010) foi validado no âmbito dos modos de vibração. As análises de dirigibilidade foram realizadas mediante a execução de manobras de mudança simples de pista e de esterçamento com entrada rampa, para calcular métricas comumente utilizadas para avaliação da dinâmica lateral de veículos longos combinados como aceleração lateral, velocidade de guinada, *offtracking* dinâmico e o gradiente de esterçamento.

Na Figura 34 são apresentadas comparações entre as respostas, de aceleração lateral e velocidade de guinada, do cavalo mecânico com e sem o semi-reboque atrelado. Observa-se que a principal influência do semi-reboque no comportamento transitório direcional do cavalo mecânico apresenta-se em termos de aceleração lateral. Pois ocorre uma redução na amplitude da aceleração lateral e um aumento do tempo de resposta devido a um atraso introduzido pela unidade rebocada.

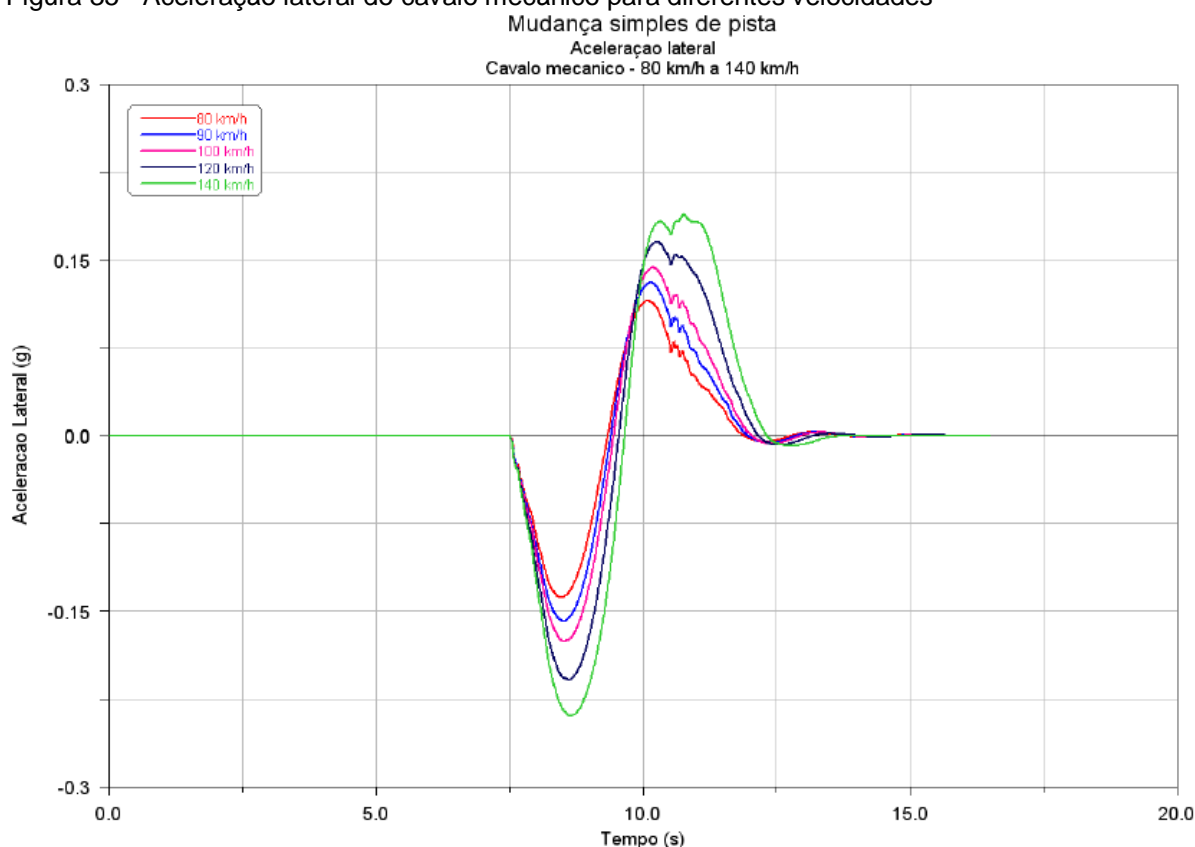
Figura 34 - Aceleração lateral e velocidade de guinada do cavalo mecânico com e sem o semi-reboque atrelado



Fonte: VIEIRA, 2010.

Na Figura 35 é possível verificar que a aceleração lateral do cavalo mecânico alcança valores de aceleração lateral de 0,12g até 0,24g, e que o aumento da velocidade longitudinal aumenta o tempo de estabelecimento para o veículo retornar à trajetória.

Figura 35 - Aceleração lateral do cavalo mecânico para diferentes velocidades



Fonte: VIEIRA, 2010.

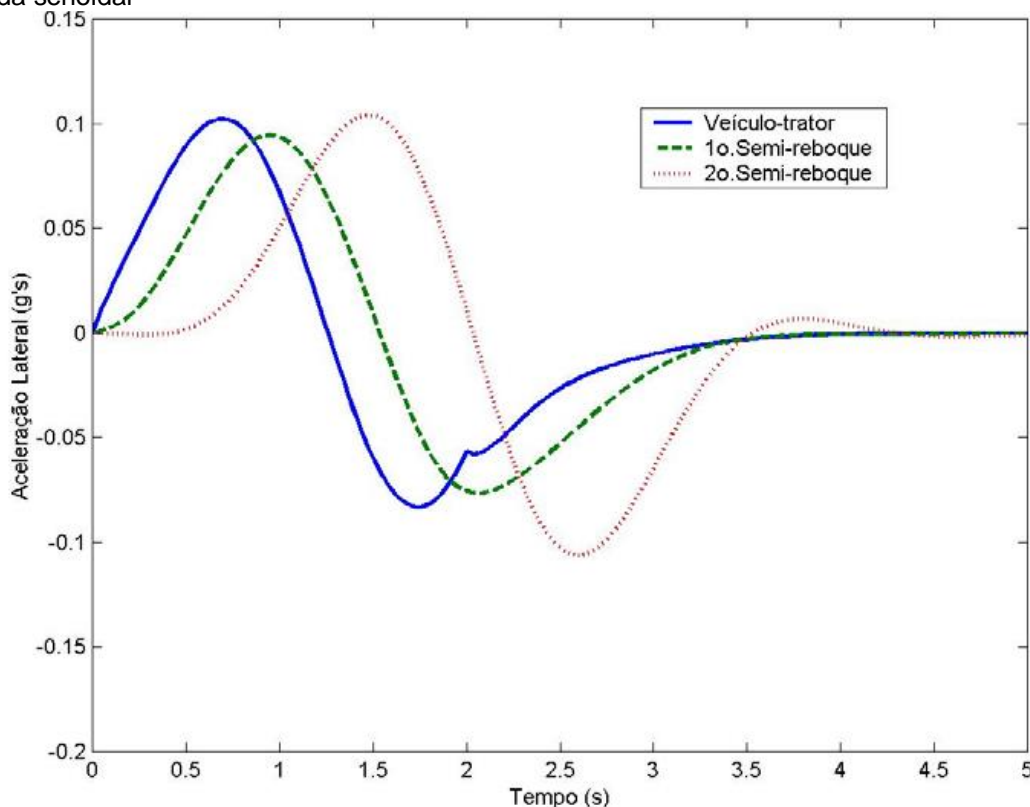
O MSC.Adams/Car mostrou-se como uma ferramenta eficiente e rápida para a criação de um modelo complexo com número elevado de graus de liberdade. O software permitiu o desenvolvimento de cada subsistema de forma modular e a criação de montagens de conjuntos para representar o veículo completo. A validação modal realizada com o modelo matemático do veículo mostrou-se muito útil para garantir, preliminarmente, que o comportamento vibracional do veículo real será reproduzido pelo modelo multicorpos. Vieira (2010) também verificou que nas manobras de regime transitório a resposta em aceleração lateral do veículo trator e do semi-reboque é mais sensível à velocidade longitudinal da combinação veicular que a em velocidade de guinada e que a resposta do veículo trator é mais lenta quando atrelado à unidade movida.

Melo (2004) baseou seu modelo matemático no trabalho desenvolvido por Jindra (1966), sendo muito próximo a de um rodotrem, onde existiram pequenas alterações para a quantidade de eixos e, no caso do bitrem, do número de veículos articulados. Utilizou o método Estruturalista, a partir da investigação de um fenômeno

concreto levou ao nível abstrato, por intermédio da construção de um modelo matemático que representou os modelos mais comuns de CVC.

Melo (2004) teve o auxílio do software MatLab e Simulink para avaliar as acelerações laterais geradas em cada unidade e quantificar o fenômeno da Amplificação Traseira. Seu modelo matemático obteve boas respostas para entender a Amplificação Traseira e o comportamento dinâmico do conjunto. A aceleração lateral do modelo matemático bitrem na condição carregado a 70 km/h com entrada senoidal encontra-se na Figura 36.

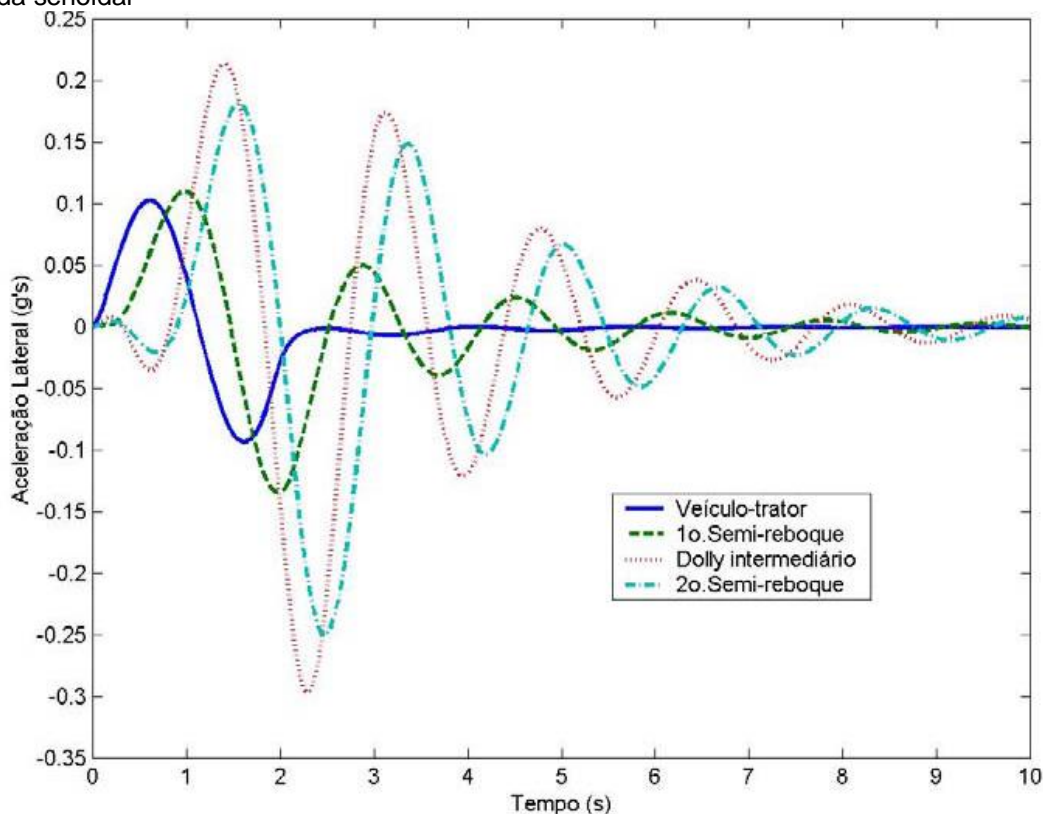
Figura 36 - Aceleração lateral do modelo matemático bitrem na condição carregado a 70 km/h com entrada senoidal



Fonte: MELO, 2004.

A aceleração lateral do modelo matemático rodotrem na condição carregado a 70 km/h com entrada senoidal encontra-se na Figura 37.

Figura 37 - Aceleração lateral do modelo matemático rodotrem na condição carregado a 70 km/h com entrada senoidal



Fonte: MELO, 2004.

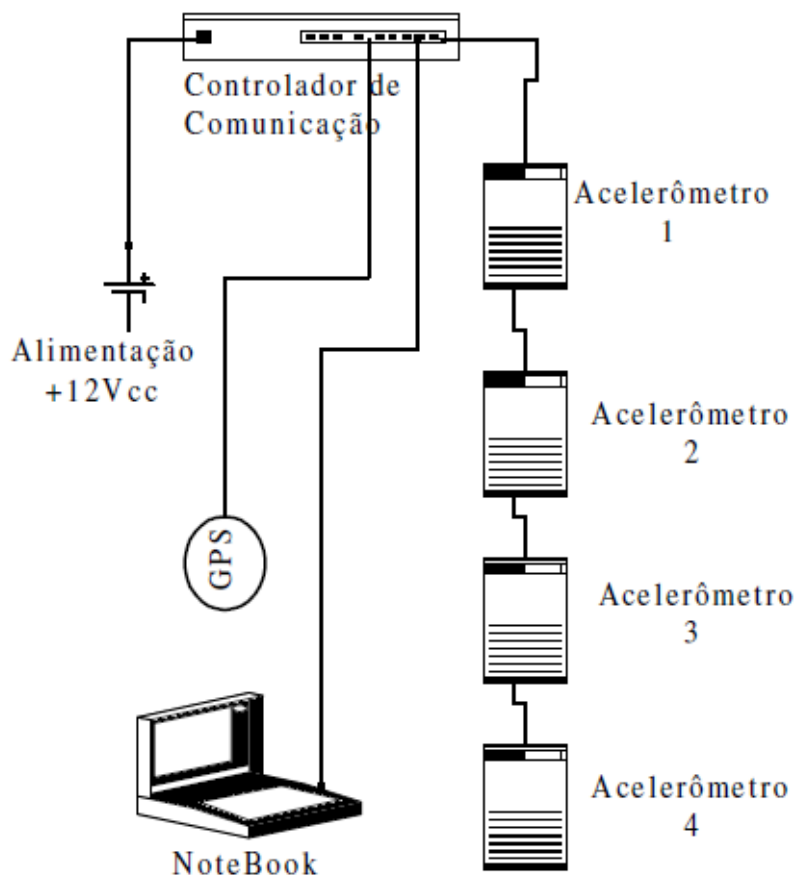
Melo (2004) concluiu que de modo geral, o conjunto do tipo bitrem manteve-se relativamente mais estável nas manobras avaliadas, com uma Amplificação Traseira pequena comparada com a apresentada pelo tipo rodotrem. O conjunto rodotrem, sob determinadas condições de carregamento e velocidade, pode apresentar características de instabilidade, com oscilações crescentes durante as manobras.

Comparando as condições sem carga e com carga, existe um menor risco de tombamento lateral para a condição sem carga, tendo em vista que a inexistência da carga reduz a altura do centro de gravidade dos veículos e por consequência aumenta seu SRT.

Para avaliação experimental das CVC, Melo (2004) desenvolveu o sistema *SkySafe Cargo* que é fundamentado no mapeamento das acelerações laterais geradas por um veículo ou conjunto de veículos em um determinado percurso através de um sistema de GPS (*Global Position System*) acoplado a um módulo de acelerômetros biaxiais, conforme ilustrado na Figura 38. Um software gerenciador registrou os dados instantaneamente gerando uma planilha. O sistema é composto

por um micro-computador, um controlador de comunicação, um GPS e módulos de acelerômetros.

Figura 38 - Diagrama do Sistema SkySafe Cargo



Fonte: MELO, 2004.

Foi monitorado um conjunto do tipo bitrem tanque, na condição carregado. As manobras foram realizadas em um circuito fechado com curvas à direita e manobras evasivas aleatórias, de maneira a comparar o desempenho do veículo trator com o segundo semi-reboque, na questão da amplificação da aceleração lateral. Na Figura 39 o conjunto bitrem utilizado por Melo (2004) em seu método experimental.

Figura 39 - Conjunto bitrem utilizado por Melo (2004) em seu método experimental

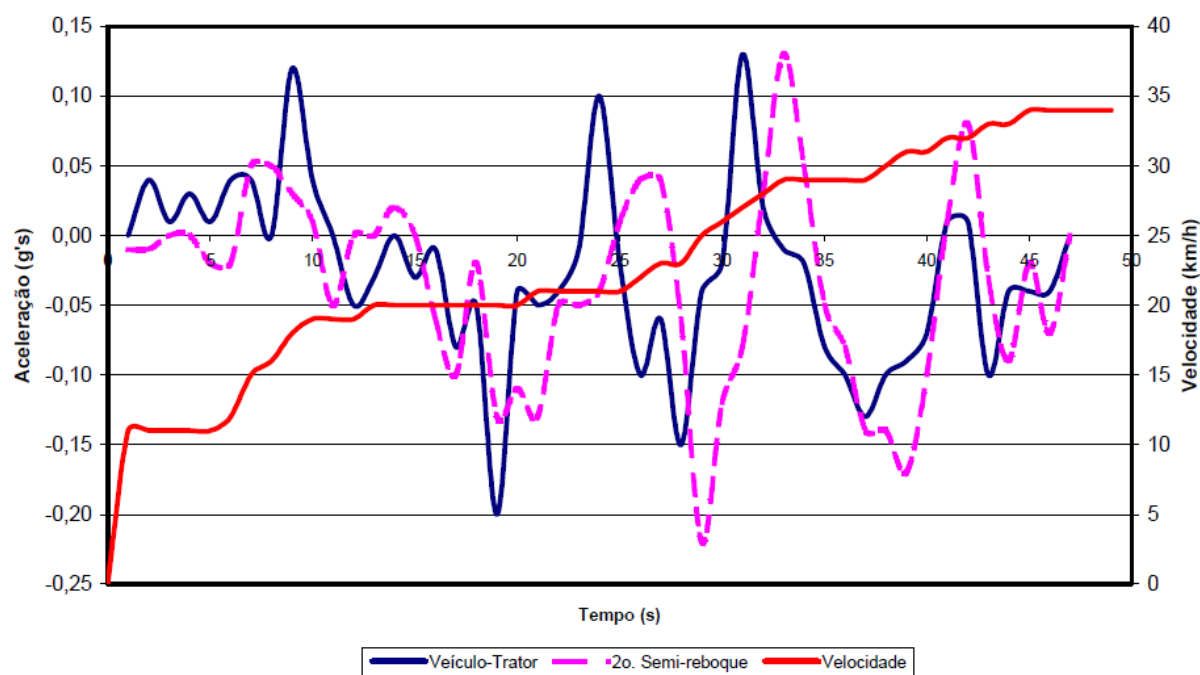


Fonte: MELO, 2004.

Um dos gráficos obtidos do sistema *SkySafe Cargo* é apresentado na Figura 40, neste caso, na Rota 1 do experimento, o segundo semi-reboque apresentou uma amplificação máxima da aceleração lateral 0,07 g's (0,15 g's no veículo-trator e 0,22 g's no segundo semi-reboque).

Figura 40 - Aceleração lateral do conjunto bitrem na Rota 1

Conjunto Bi-trem - Aceleração Lateral - Rota 1



Fonte: MELO, 2004.

Apesar dos bons resultados obtidos, Melo (2004) conclui que as avaliações feitas no conjunto bitrem apresentaram algumas dificuldades e restrições. Por serem veículos convencionais e não preparados com sistema anti-tombamento lateral, tornou as manobras em velocidades mais elevadas perigosas quanto a possibilidade de tombamento. O sistema de aquisição de dados é limitado pela capacidade de processamento do computador o que possibilita eventual falta de registro de pontos relevantes. A manobra do motorista não pode ser mapeada com precisão pelo equipamento.

Em seus modelos matemáticos, Melo (2004) simplificou algumas características importantes na qual ele cita que em trabalhos futuros devem ser consideradas. Algumas das simplificações feitas por Melo (2004).

- Os veículos rígidos à torção e com centro de gravidade em uma posição fixa (não há movimentação da carga dentro dos veículos);
- Desprezou o movimento relativo entre os eixos e o chassi dos veículos;
- Desprezou o efeito da transferência de carga entre os lados dos veículos em curvas.

Melo (2004) evidenciou a validação dos seus modelos matemáticos com os experimentos realizados. Utilizamos nesta pesquisa os modelos matemáticos do bitrem com 7 eixos e do rodotrem com 9 eixos mostrados por Melo (2004), porém, aprimoramos considerado que o centro de gravidade não está localizado em uma posição fixa, pois existe movimento *Sloshing* do líquido dentro dos tanques.

4 MODELAGEM MATEMÁTICA

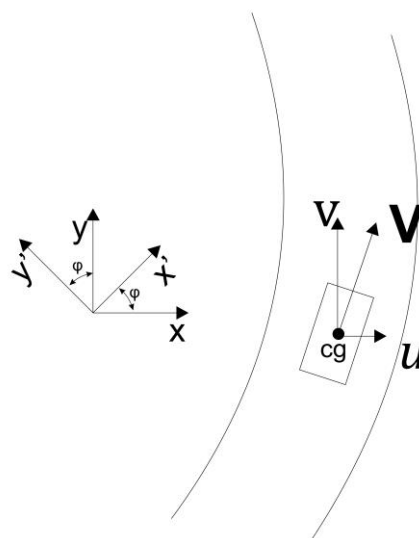
Consideramos uma CVC se movendo com uma velocidade longitudinal constante em uma estrada plana. Para efeito de simplificação dos modelos são consideradas as seguintes características na modelagem matemática:

- Os veículos são rígidos à torção;
- O movimento relativo entre os eixos e o chassi dos veículos é desprezado;
- O atrito entre o acoplamento da 5ª roda e pino–rei e o engate do dolly intermediário são desprezados;
- São consideradas as forças transmitidas da pista para os pneus como as únicas forças externas aplicadas sobre os veículos;
- O efeito da transferência de carga entre os lados dos veículos em curvas é desprezado;
- Resistência ao rolamento, forças aerodinâmicas e o momento causado pela existência de duplos pneus são desprezados.

4.1 ANÁLISE CINEMÁTICA

O vetor velocidade de um veículo em movimento plano pode ser representado conforme a Figura 41 e encontrado pela Equação (12):

Figura 41 - Vetor velocidade de um veículo em movimento



$$\mathbf{V} = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} \quad (12)$$

Onde,

\mathbf{V} é o vetor velocidade;

u é a velocidade na direção do vetor unitário \mathbf{i} ;

v é a velocidade na direção do vetor unitário \mathbf{j} ;

\mathbf{i} é o vetor unitário na direção de x do sistema de referência;

\mathbf{j} é o vetor unitário na direção de y do sistema de referência.

Para derivar a Equação (12), é necessário levar em conta as variações de módulo, direção e sentido de cada componente do vetor, portanto, derivando a Equação (12) em relação ao tempo:

$$\frac{d\mathbf{V}}{dt} = \frac{du}{dt}\mathbf{i} + u\frac{d\mathbf{i}}{dt} + \frac{dv}{dt}\mathbf{j} + v\frac{d\mathbf{j}}{dt} \quad (13)$$

Onde,

t é o tempo.

Considerando:

$$\dot{u} = \frac{du}{dt} \quad (14)$$

$$\dot{v} = \frac{dv}{dt} \quad (15)$$

$$\mathbf{a} = \frac{d\mathbf{V}}{dt} \quad (16)$$

Onde,

\dot{u} é a aceleração na direção do vetor unitário \mathbf{i} (eixo x), ou a_x ;

\dot{v} é a aceleração na direção do vetor unitário \mathbf{j} (eixo y), ou a_y ;

\mathbf{a} é o vetor aceleração.

Então,

$$\mathbf{a} = \dot{u}\mathbf{i} + \dot{v}\mathbf{j} + u \cdot \frac{d\mathbf{i}}{dt} + v \cdot \frac{d\mathbf{j}}{dt} \quad (17)$$

Ao acontecer o movimento do veículo, temos mudança do sistema referencial em relação ao tempo. Sendo x, y o sistema absoluto fixo e x', y' o sistema relativo que executa o movimento do centro de gravidade do veículo, conforme Figura 41. Se o ângulo φ variar com o tempo, o referencial x', y' gira em relação ao referencial x, y com velocidade angular $\omega(t)$.

Aplicando-se a conclusão do parágrafo precedente obtêm-se as derivadas dos versores unitários i, j do terceiro e quarto termo da Equação (17), resultamos nas Fórmulas de Poisson:

$$\frac{d\mathbf{i}}{dt} = \omega\mathbf{j} \quad (18)$$

$$\frac{d\mathbf{j}}{dt} = -\omega\mathbf{i} \quad (19)$$

Onde,

ω é a velocidade angular em torno do eixo z.

Portanto tem-se:

$$\mathbf{a} = \dot{u}\mathbf{i} + \dot{v}\mathbf{j} + u \cdot \omega\mathbf{j} - v \cdot \omega\mathbf{i} \quad (20)$$

Que pode ser reescrito como:

$$\mathbf{a} = (\dot{u} - v \cdot \omega)\mathbf{i} + (\dot{v} + u \cdot \omega)\mathbf{j} \quad (21)$$

De acordo com a 2ª Lei de Newton, se uma força F conhecida é aplicada a um ponto material, a aceleração a do ponto pode ser medida. A massa m , escalar e positiva, fornece uma medida quantitativa da resistência do ponto material a mudanças em sua velocidade, portanto:

$$\sum F_y = m \cdot a_y \rightarrow \sum F_y = m \cdot (\dot{v} + u \cdot \omega) \quad (22)$$

Onde,

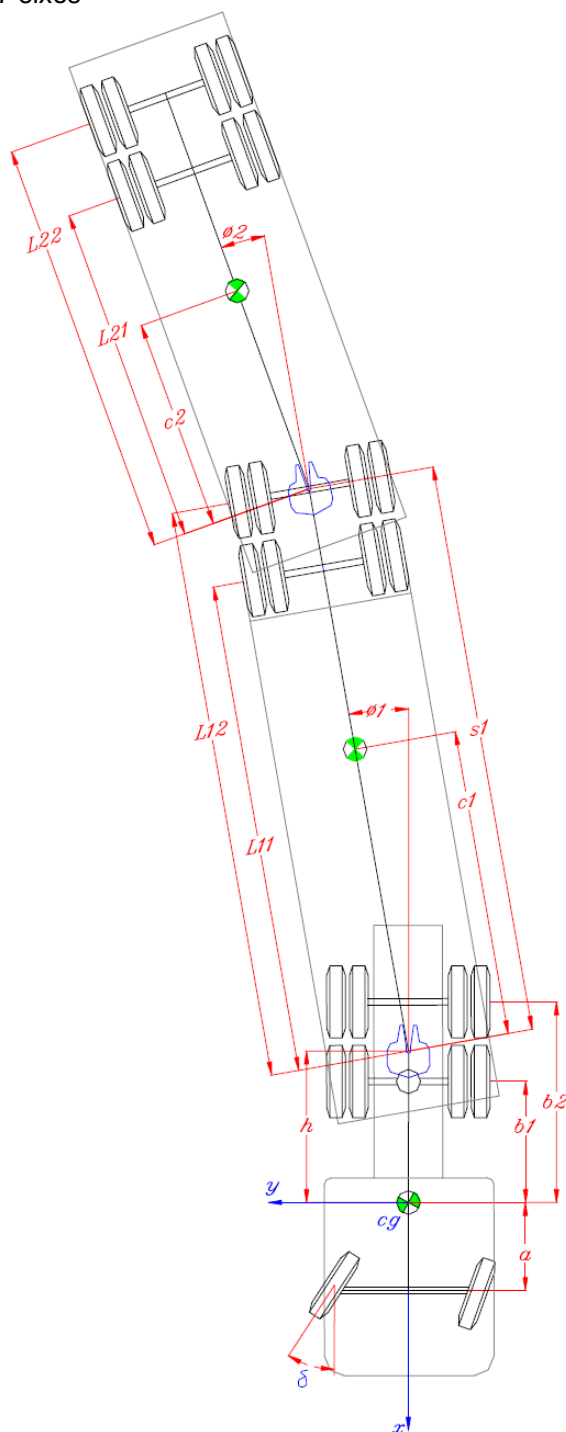
m é a massa;

F_y é a força na direção do eixo y ;

4.2 MODELAGEM DO BITREM

Considerando o modelo bitrem com 7 eixos e dimensões principais conforme a Figura 42. Os valores para cada propriedade construtiva deste modelo encontram-se no Apêndice A.

Figura 42 - Modelo bitrem 7 eixos

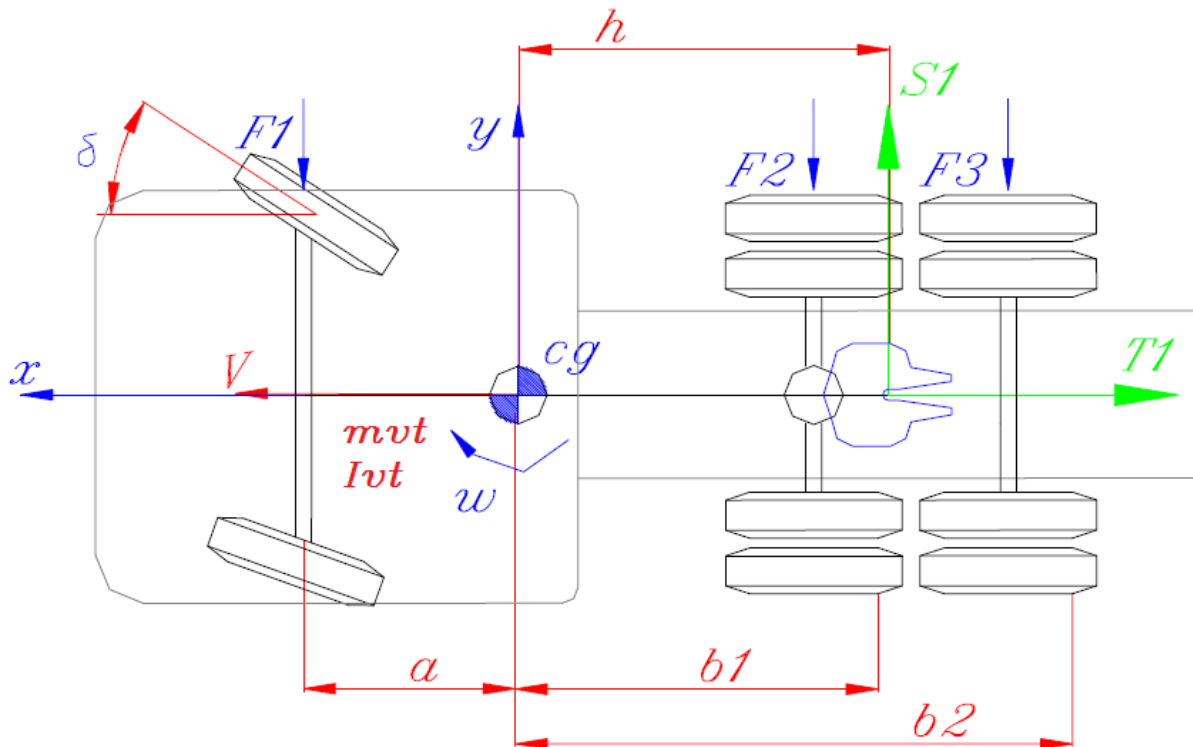


Fonte: MELO, 2004.

4.2.1 Veículo trator

Para o veículo trator, considerando as forças laterais, forças de acoplamento e o sistema de referência com origem no centro de gravidade, conforme a Figura 43.

Figura 43 - Veículo trator do modelo bitrem 7 eixos



Fonte: MELO, 2004.

Aplicando a 2ª Lei de Newton em y:

$$\uparrow + \sum F_y = m \cdot a_y \quad (23)$$

$$-F_1 - F_2 - F_3 + S_1 = m_{vt} \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) \quad (24)$$

Onde,

m_{vt} é a massa do veículo trator;

F_1 é a força lateral nos pneus do eixo 1;

F_2 é a força lateral nos pneus do eixo 2;

F_3 é a força lateral nos pneus do eixo 3;

S_1 é a força transversal no acoplamento do veículo trator.

Equilíbrio de momentos em Yaw (em torno do eixo z):

$$I_{vt} \cdot \dot{\omega} = -a \cdot F_1 + b_1 \cdot F_2 + b_2 \cdot F_3 - h \cdot S_1 \quad (25)$$

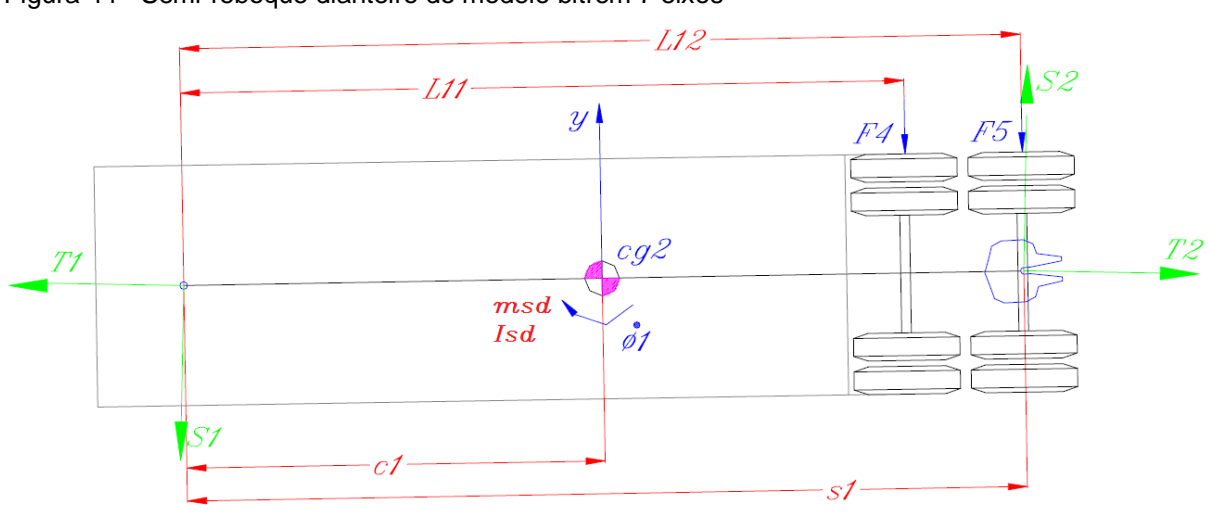
Onde,

- I_{vt} é o momento de inércia em z do veículo trator;
 $\dot{\omega}$ é a aceleração angular em torno do eixo z;
 a é a distância do primeiro eixo do veículo trator até seu centro de gravidade;
 b_1 é a distância do segundo eixo do veículo trator até seu centro de gravidade;
 b_2 é a distância do terceiro eixo do veículo trator até seu centro de gravidade.

4.2.2 Semi-reboque dianteiro

Para o semi-reboque dianteiro, considerando as forças laterais, forças de acoplamento e o sistema de referência com origem no centro de gravidade, conforme a Figura 44.

Figura 44 - Semi-reboque dianteiro do modelo bitrem 7 eixos



Fonte: MELO, 2004.

Somatório de forças em x:

$$\sum F_x = 0 \quad (26)$$

$$T_1 - T_2 - (F_4 + F_5) \cdot \text{sen}(\phi_1) = 0 \quad (27)$$

Considerando $\text{sen}(\phi) \cong \phi$, tem-se:

$$T_1 - T_2 - (F_4 + F_5) \cdot \phi_1 = 0 \quad (28)$$

Onde,

T_1 é a força longitudinal no acoplamento do veículo trator;

T_2 é a força longitudinal no acoplamento do semi-reboque dianteiro;

F_4 é a força lateral nos pneus do eixo 4;

F_5 é a força lateral nos pneus do eixo 5;

ϕ_1 é o ângulo de inclinação entre a primeira e a segunda unidade do veículo.

Aplicando a 2ª Lei de Newton em y:

$$\uparrow + \sum F_y = m \cdot a_y \quad (29)$$

$$-(F_4 + F_5) - S_1 + S_2 = m_{sd} \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega - (h + c_1) \cdot \dot{\omega} - c_1 \cdot \ddot{\phi}_1) \quad (30)$$

Onde,

m_{sd} é a massa do semi-reboque dianteiro;

S_2 é a força transversal no acoplamento do semi-reboque dianteiro;

h é a distância do acoplamento (5ª roda) do veículo trator até seu centro de gravidade;

c_1 é a distância do centro do engate do semi-reboque dianteiro até seu centro de gravidade;

$\ddot{\phi}_1$ é a derivada segunda em relação ao tempo do ângulo de inclinação entre a primeira e a segunda unidade do veículo.

Equilíbrio de momentos em Yaw:

$$I_{sd} \cdot (\dot{\omega} + \ddot{\phi}_1) = -c_1 \cdot S_1 - c_1 \cdot T_1 \cdot \phi_1 + (L_{11} - c_1) \cdot F_4 + (L_{12} - c_1) \cdot F_5 + \\ -(s_1 - c_1) \cdot S_2 - (s_1 - c_1) \cdot T_2 \cdot \phi_1 \quad (31)$$

Onde,

I_{sd} é o momento de inércia em z do semi-reboque dianteiro;

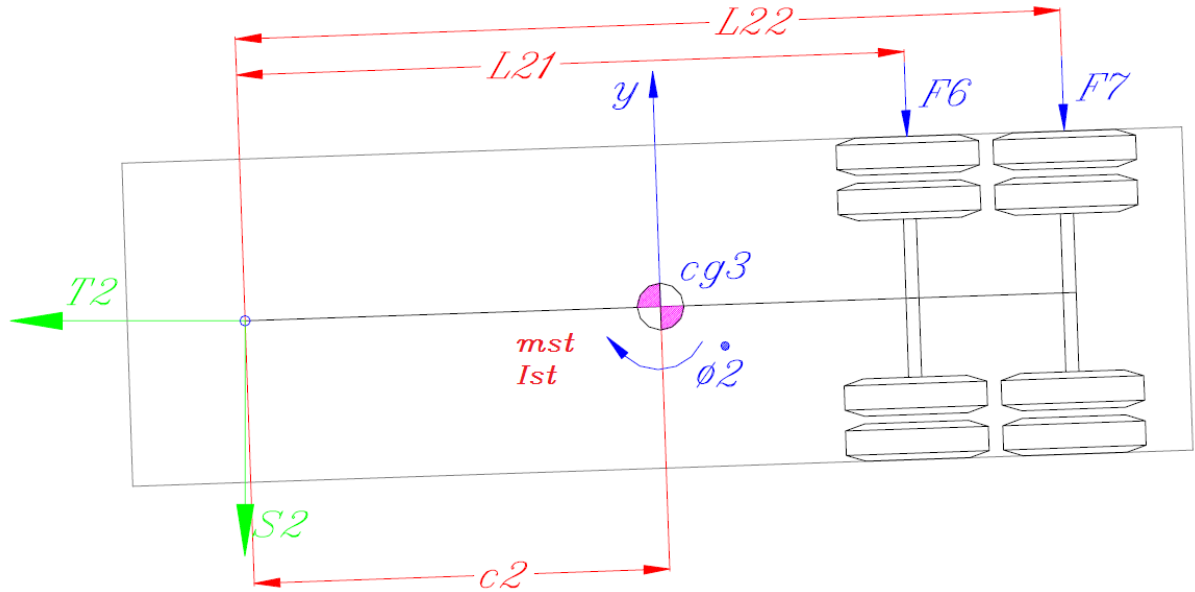
L_{11} é a distância do primeiro eixo do semi-reboque dianteiro até sua articulação;

L_{12} é a distância do segundo eixo do semi-reboque dianteiro até sua articulação.

4.2.3 Semi-reboque traseiro

Para o semi-reboque traseiro, considerando as forças laterais, forças de acoplamento e o sistema de referência com origem no centro de gravidade, conforme a Figura 45/Figura 44.

Figura 45 - Semi-reboque traseiro do modelo bitrem 7 eixos



Fonte: MELO, 2004.

Somatório de forças em x:

$$T_2 - (F_6 + F_7) \cdot \text{sen}(\phi_2) = 0 \quad (32)$$

Considerando $\text{sen}(\phi) \cong \phi$, tem-se:

$$T_2 - (F_6 + F_7) \cdot \phi_2 = 0 \quad (33)$$

Onde,

F_6 é a força lateral nos pneus do eixo 6;

F_7 é a força lateral nos pneus do eixo 7;

ϕ_2 é o ângulo de inclinação entre a segunda e a terceira unidade do veículo.

Aplicando a 2ª Lei de Newton em y:

$$\uparrow + \sum F_y = m \cdot a_y \quad (34)$$

$$-(F_6 + F_7) - S_2 = m_{st} \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega - (h + s_1 + c_2) \cdot \dot{\omega} - s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 - c_2 \cdot \ddot{\phi}_2) \quad (35)$$

Onde,

$\ddot{\phi}_2$ é a derivada segunda em relação ao tempo do ângulo de inclinação entre a segunda e a terceira unidade do veículo;

m_{st} é a massa do semi-reboque traseiro;

c_2 é a distância do centro do engate do semi-reboque traseiro até seu centro de gravidade;

s_1 é a distância do centro do engate do semi-reboque dianteiro até o centro do acoplamento com o semi-reboque traseiro.

Equilíbrio de momentos em Yaw:

$$I_{st} \cdot (\dot{\omega} + \ddot{\phi}_2) = -c_2 \cdot S_2 - c_2 \cdot T_2 \cdot \phi_2 + (L_{21} - c_2) \cdot F_6 + (L_{22} - c_2) \cdot F_7 \quad (36)$$

Onde,

I_{st} é o momento de inércia em z do semi-reboque traseiro;

L_{21} é a distância do primeiro eixo do semi-reboque traseiro até sua articulação;

L_{22} é a distância do segundo eixo do semi-reboque traseiro até sua articulação.

4.2.4 Características de massa, inércia e forças externas do conjunto

Somando as equações (24), (30) e (35) e eliminando as reações de acoplamento S_1, S_2 e S_3 :

$$\begin{aligned} - \sum_{i=1}^{i=7} F_i &= (m_{vt} + m_{sd} + m_{st}) \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) + \\ &- [m_{sd} \cdot (h + c_1) + m_{st} \cdot (h + c_2 + s_1)] \cdot \dot{\omega} - (m_{sd} \cdot c_1 + m_{st} \cdot s_1) \cdot \ddot{\phi}_1 - m_{st} \cdot c_2 \cdot \ddot{\phi}_2 \end{aligned} \quad (37)$$

Multiplicando-se a equação (24) por h:

$$m_{vt} \cdot h \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) = -F_1 \cdot h - F_2 \cdot h - F_3 \cdot h + S_1 \cdot h \quad (38)$$

Isolando o termo $S_1 \cdot h$ da equação (38):

$$S_1 \cdot h = m_{vt} \cdot h \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) + F_1 \cdot h + F_2 \cdot h + F_3 \cdot h \quad (39)$$

Substituindo a equação (39) na equação (25):

$$I_{vt} \cdot \dot{\omega} + m_{vt} \cdot h \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) = -(a + h) \cdot F_1 + (b_1 - h) \cdot F_2 + (b_2 - h) \cdot F_3 \quad (40)$$

Somando-se as equações (28) e (33) e isolando T_1 obtêm-se:

$$T_1 = (F_4 + F_5) \cdot \phi_1 + (F_6 + F_7) \cdot \phi_2 \quad (41)$$

Isolando T_2 da equação (33) tem-se que:

$$T_2 = (F_6 + F_7) \cdot \phi_2 \quad (42)$$

Somando-se as equações (30) e (35) pode-se isolar o valor de S_1 :

$$S_1 = -m_{sd} \cdot [(\dot{v} + V \cdot \omega) - (h + c_1) \cdot \dot{\omega} - c_1 \cdot \ddot{\phi}_1] - \sum_{i=1}^{i=7} F_i + \\ -m_{st} \cdot [(\dot{v} + V \cdot \omega) - (h + s_1 + c_2) \cdot \dot{\omega} - s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 - c_2 \cdot \ddot{\phi}_2] \quad (43)$$

Da equação (35) pode-se isolar o valor de S_2 :

$$S_2 = -m_{st} \cdot [(\dot{v} + V \cdot \omega) - (h + s_1 + c_2) \cdot \dot{\omega} - s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 - c_2 \cdot \ddot{\phi}_2] - (F_6 + F_7) \quad (44)$$

Para o semi-reboque dianteiro, substituindo as equações (41), (42), (43) e (44) na equação (31), desprezando os termos quadráticos de ϕ e reagrupando os demais termos tem-se:

$$-(m_{sd} \cdot c_1 + m_{st} \cdot s_1) \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) \\ + [I_{sd} + m_{sd} \cdot c_1 \cdot (h + c_1) + m_{st} \cdot s_1 \cdot (h + s_1 + c_2)] \cdot \dot{\omega} + \quad (45)$$

$$(I_{sd} + m_{sd} \cdot c_1^2 + m_{st} \cdot s_1^2) \cdot \ddot{\phi}_1 + m_{st} \cdot c_2 \cdot s_1 \cdot \ddot{\phi}_2 = \\ L_{11} \cdot F_4 + L_{12} \cdot F_5 + s_1 \cdot (F_6 + F_7)$$

Para o semi-reboque traseiro, substituindo as equações (44), (42) e (41) na equação (31), desprezando os termos quadráticos de ϕ e reagrupando os demais termos tem-se:

$$m_{st} \cdot c_2 \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) + [I_{st} + m_{st} \cdot c_2 \cdot (h + s_1 + c_2)] \cdot \dot{\omega} + m_{st} \cdot c_2 \cdot s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 + \\ (I_{st} + m_{st} \cdot c_2^2) \cdot \ddot{\phi}_2 = L_{21} \cdot F_6 + L_{22} \cdot F_7 \quad (46)$$

Nas Equações (45) e (46) tem-se representadas as características de massa e inércia do sistema de um lado e do outro lado as forças externas e momentos que atuam no modelo simplificado.

4.2.5 Forças laterais em pneus

Assumindo-se que para pequenos ângulos a Rigidez Lateral (*Cornering Stiffness*) é linear, tem-se a seguinte equação geral:

$$F_j = N_j \cdot \alpha_j \quad (47)$$

$$j = 1, 2, 3, \dots, 10$$

Onde,

F_i é a força lateral nos pneus;

N_i é a força vertical nos pneus;

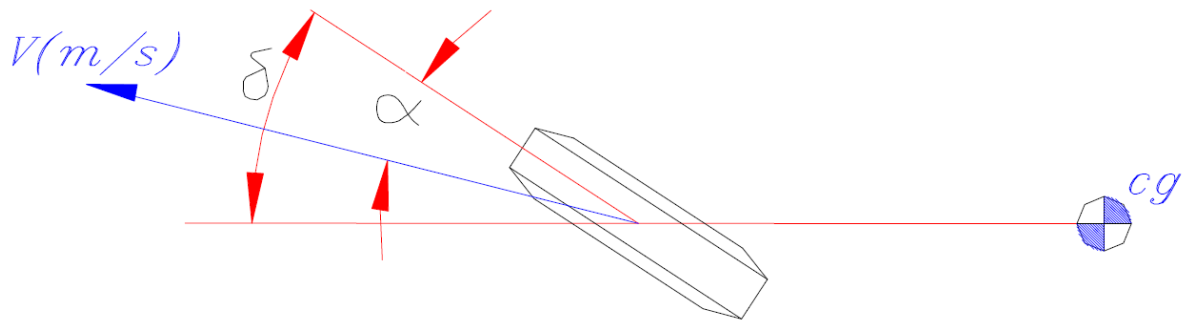
α_j é o ângulo de deriva (*slip angle*).

A força lateral em cada pneu dependerá também da força vertical aplicada no eixo em consequência da distribuição de peso do conjunto de veículos.

4.2.5.1 Ângulo de Deriva (*Slip angle*):

É o ângulo entre o vetor velocidade do pneu e seu plano vertical conforme ilustrado na Figura 46.

Figura 46 - Ângulo de esterçamento e ângulo de deriva



Fonte: MELO, 2004.

Para o pneu dianteiro do veículo trator com um ângulo de esterçamento (*steer angle*) δ , o *slip angle* pode ser aproximado por:

$$\alpha_1 = \frac{(v + a \cdot \omega)}{V} - \delta \quad (48)$$

Onde,

δ Ângulo de esterçamento do pneu (*steer angle*).

O *slip angle* para o 2° e 3° eixo do veículo–trator podem ser aproximados por:

$$\alpha_2 = \frac{(v - b_1 \cdot \omega)}{V} - \delta \quad (49)$$

$$\alpha_3 = \frac{(v - b_2 \cdot \omega)}{V} - \delta \quad (50)$$

As expressões do *slip angle* dos eixos dos semi–reboques podem ser aproximadas por:

$$\alpha_4 = \frac{(v - (h + L_{11}) \cdot \omega - L_{11} \cdot \dot{\phi}_1)}{V} - \phi_1 \quad (51)$$

$$\alpha_5 = \frac{(v - (h + L_{12}) \cdot \omega - L_{12} \cdot \dot{\phi}_1)}{V} - \phi_1 \quad (52)$$

$$\alpha_6 = \frac{(v - (h + s_1 + L_{21}) \cdot \omega - s_1 \cdot \dot{\phi}_1 - L_{21} \cdot \dot{\phi}_2)}{V} - \phi_2 \quad (53)$$

$$\alpha_7 = \frac{(v - (h + s_1 + L_{22}) \cdot \omega - s_1 \cdot \dot{\phi}_1 - L_{22} \cdot \dot{\phi}_2)}{V} - \phi_2 \quad (54)$$

4.2.6 Equações gerais do conjunto de veículos

Substituindo as equações de F e α e isolando os termos das equações (37), (40), (45) e (46) tem-se:

$$\begin{aligned} & (m_{vt} + m_{sd} + m_{st}) \cdot \dot{v} + \sum_{i=1}^{i=7} F_i \cdot \frac{v}{V} - (m_{sd}' + m_{st}') \cdot \dot{\omega} + \\ & [(m_{vt} + m_{sd} + m_{st}) \cdot V^2 - (N_1' + N_2' + N_3' + N_4' + N_5' + N_6' + N_7')] \cdot \frac{\omega}{V} + \\ & -(m_{sd} \cdot c_1 + m_{st} \cdot s_1) \cdot \ddot{\phi}_1 - [N_4 \cdot L_{11} + N_5 \cdot L_{12} + (N_6 + N_7) \cdot s_1] \cdot \frac{\dot{\phi}_1}{V} + \\ & -(N_4 + N_5) \cdot \phi_1 - m_{st} \cdot c_2 \cdot \ddot{\phi}_2 - (N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22}) \cdot \frac{\dot{\phi}_2}{V} - (N_6 + N_7) \cdot \phi_2 = N_1 \cdot \delta \end{aligned} \quad (55)$$

Onde,

$$m_{sd}' = m_{sd} \cdot (h + c_1) \quad (56)$$

$$m_{st}' = m_{st} \cdot (h + s_1 + c_2) \quad (57)$$

$$N_1' = -N_1 \cdot a \quad (58)$$

$$N_2' = N_2 \cdot b_1 \quad (59)$$

$$N_3' = N_3 \cdot b_2 \quad (60)$$

$$N_4' = N_4 \cdot (h + L_{11}) \quad (61)$$

$$N_5' = N_5 \cdot (h + L_{12}) \quad (62)$$

$$N_6' = N_6 \cdot (h + s_1 + L_{21}) \quad (63)$$

$$N_7' = N_7 \cdot (h + s_1 + L_{22}) \quad (64)$$

$$\begin{aligned} & m_{vt} \cdot h \cdot \dot{v} + [(N_1 + N_2 + N_3) \cdot h - N_1' - N_2' - N_3'] \cdot \frac{v}{V} + I_{vt} \cdot \dot{\omega} + \\ & [m_{vt} \cdot h \cdot V^2 + N_1 \cdot a^2 + N_2 \cdot b_1^2 + N_3 \cdot b_2^2 + (N_1' + N_2' + N_3') \cdot h] \cdot \frac{\omega}{V} = \\ & N_1 \cdot (a + h) \cdot \delta \end{aligned} \quad (65)$$

$$\begin{aligned} & -(m_{sd} \cdot c_1 + m_{st} \cdot s_1) \cdot \dot{v} - [N_4 \cdot L_{11} + N_5 \cdot L_{12} + (N_6 + N_7) \cdot s_1] \cdot \frac{v}{V} + \\ & (I_{vt} + m_{sd}' \cdot c_1 + m_{st}' \cdot s_1) \cdot \dot{\omega} + \\ & -[(m_{sd} \cdot c_1 + m_{st} \cdot s_1) \cdot V^2 - N_4' \cdot L_{11} - N_5' \cdot L_{12} - (N_6' + N_7') \cdot s_1] \cdot \frac{\omega}{V} + \\ & (I_{sd} + m_{sd} \cdot c_1^2 + m_{st} \cdot s_1^2) \cdot \ddot{\phi}_1 + [N_4 \cdot L_{11}^2 + N_5 \cdot L_{12}^2 + (N_6 + N_7) \cdot s_1^2] \cdot \frac{\dot{\phi}_1}{V} + \\ & (N_4 \cdot L_{11} + N_5 \cdot L_{12}) \cdot \phi_1 + (m_{st} \cdot c_2 \cdot s_1) \cdot \ddot{\phi}_2 + (N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22}) \cdot s_1 \cdot \frac{\dot{\phi}_2}{V} + \\ & (N_6 + N_7) \cdot s_1 \cdot \phi_2 = 0 \end{aligned} \quad (66)$$

$$\begin{aligned} & -m_{st} \cdot c_2 \cdot \dot{v} - (N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22}) \cdot \frac{v}{V} + (I_{st} + m_{st}' \cdot c_2) \cdot \dot{\omega} + \\ & -(m_{st} \cdot c_2 \cdot V^2 - N_6' \cdot L_{21} - N_7' \cdot L_{22}) \cdot \frac{\omega}{V} + m_{st} \cdot c_2 \cdot s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 + \\ & (N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22}) \cdot s_1 \cdot \frac{\dot{\phi}_1}{V} + (I_{st} + m_{st} \cdot c_2^2) \cdot \ddot{\phi}_2 + (N_6 \cdot L_{21}^2 + N_7 \cdot L_{22}^2) \cdot \frac{\dot{\phi}_2}{V} + \\ & (N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22}) \cdot \phi_2 = 0 \end{aligned} \quad (67)$$

O Sistema de Equações poderá ser representado por:

$$[A] \cdot \{y\} = [B] \cdot \{x\} \quad (68)$$

Onde,

$$\{y\}_{4 \times 1} = \begin{Bmatrix} \dot{v} \\ \dot{\omega} \\ \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_2 \end{Bmatrix} \quad (69)$$

$$\{x\}_{7 \times 1} = \begin{Bmatrix} v \\ \omega \\ \dot{\phi}_1 \\ \dot{\phi}_2 \\ \phi_2 \\ \phi_2 \\ \delta \end{Bmatrix} \quad (70)$$

Portanto,

$$\{y\} = [A]^{-1} \cdot [B] \cdot \{x\} = [C] \cdot \{x\} \quad (71)$$

Substituindo,

$$[A]_{4 \times 4} = \begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,2} & a_{1,3} & a_{1,4} \\ a_{2,1} & a_{2,2} & a_{2,3} & a_{2,4} \\ a_{3,1} & a_{3,2} & a_{3,3} & a_{3,4} \\ a_{4,1} & a_{4,2} & a_{4,3} & a_{4,4} \end{bmatrix} \quad (72)$$

$$a_{1,1} = m_{vt} + m_{sd} + m_{st} \quad (73)$$

$$a_{1,2} = -(m_{sd}' + m_{st}') \quad (74)$$

$$a_{1,3} = -(m_{sd} \cdot c_1 + m_{st} \cdot s_1) \quad (75)$$

$$a_{1,4} = -(m_{st} \cdot c_2) \quad (76)$$

$$a_{2,1} = m_{vt} \cdot h \quad (77)$$

$$a_{2,2} = I_{vt} \quad (78)$$

$$a_{2,3} = 0 \quad (79)$$

$$a_{2,4} = 0 \quad (80)$$

$$a_{3,1} = -(m_{sd} \cdot c_1 + m_{st} \cdot s_1) \quad (81)$$

$$a_{3,2} = I_{sd} + m_{sd}' \cdot c_1 + m_{st}' \cdot s_1 \quad (82)$$

$$a_{3,3} = I_{sd} + m_{sd} \cdot c_1^2 + m_{st} \cdot s_1^2 \quad (83)$$

$$a_{3,4} = m_{st} \cdot c_2 \cdot s_1 \quad (84)$$

$$a_{4,1} = -(m_{st} \cdot c_2) \quad (85)$$

$$a_{4,2} = I_{st} + m_{st}' \cdot c_2 \quad (86)$$

$$a_{4,3} = m_{st} \cdot c_2 \cdot s_1 \quad (87)$$

$$a_{4,4} = I_{st} + m_{st} \cdot c_2^2 \quad (88)$$

$$[B]_{4 \times 7} = \begin{bmatrix} b_{1,1} & b_{1,2} & b_{1,3} & b_{1,4} & b_{1,5} & b_{1,6} & b_{1,7} \\ b_{2,1} & b_{2,2} & b_{2,3} & b_{2,4} & b_{2,5} & b_{2,6} & b_{2,7} \\ b_{3,1} & b_{3,2} & b_{3,3} & b_{3,4} & b_{3,5} & b_{3,6} & b_{3,7} \\ b_{4,1} & b_{4,2} & b_{4,3} & b_{4,4} & b_{4,5} & b_{4,6} & b_{4,7} \end{bmatrix} \quad (89)$$

$$b_{1,1} = \frac{-(\sum_{i=1}^{i=7} F_i)}{V} \quad (90)$$

$$b_{1,2} = -(m_{vt} + m_{sd} + m_{st}) \cdot V + \frac{(\sum_{i=1}^{i=7} N_i')}{V} \quad (91)$$

$$b_{1,3} = \frac{N_4 \cdot L_{11} + N_5 \cdot L_{12} + (N_6 + N_7) \cdot s_1}{V} \quad (92)$$

$$b_{1,4} = N_4 + N_5 \quad (93)$$

$$b_{1,5} = \frac{(N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22})}{V} \quad (94)$$

$$b_{1,6} = N_6 + N_7 \quad (95)$$

$$b_{1,7} = N_1 \quad (96)$$

$$b_{2,1} = \frac{-(N_1 + N_2 + N_3) \cdot h + N_1' + N_2' + N_3'}{V} \quad (97)$$

$$b_{2,2} = \frac{-m_{vt} \cdot h \cdot V + [-N_1 \cdot a_1^2 - N_2 \cdot b_1^2 - N_3 \cdot b_2^2 + (N_1' + N_2' + N_3')] \cdot h}{V} \quad (98)$$

$$b_{2,3} = 0 \quad (99)$$

$$b_{2,4} = 0 \quad (100)$$

$$b_{2,5} = 0 \quad (101)$$

$$b_{2,6} = 0 \quad (102)$$

$$b_{2,7} = N_1 \cdot (a + h) \quad (103)$$

$$b_{3,1} = \frac{N_4 \cdot L_{11} + N_5 \cdot L_{12} + (N_6 + N_7) \cdot s_1}{V} \quad (104)$$

$$b_{3,2} = \frac{(m_{sd} \cdot c_1 + m_{st} \cdot s_1) \cdot V - [N_4' \cdot L_{11} + N_5' \cdot L_{12} + (N_6' + N_7') \cdot s_1]}{V} \quad (105)$$

$$b_{3,3} = \frac{-[N_4 \cdot L_{11}^2 + N_5 \cdot L_{12}^2 + (N_6 + N_7) \cdot s_1^2]}{V} \quad (106)$$

$$b_{3,4} = -(N_4 \cdot L_{11} + N_5 \cdot L_{12}) \quad (107)$$

$$b_{3,5} = \frac{-(N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22}) \cdot s_1}{V} \quad (108)$$

$$b_{3,6} = (-N_6 + N_7) \cdot s_1 \quad (109)$$

$$b_{3,7} = 0 \quad (110)$$

$$b_{4,1} = \frac{(N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22})}{V} \quad (111)$$

$$b_{4,2} = \frac{m_{st} \cdot c_2 \cdot V - (N_6' \cdot L_{21} + N_7' \cdot L_{22})}{V} \quad (112)$$

$$b_{4,3} = \frac{-(N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22}) \cdot s_1}{V} \quad (113)$$

$$b_{4,4} = 0 \quad (114)$$

$$b_{4,5} = \frac{-(N_6 \cdot L_{21}^2 + N_7 \cdot L_{22}^2) \cdot s_1}{V} \quad (115)$$

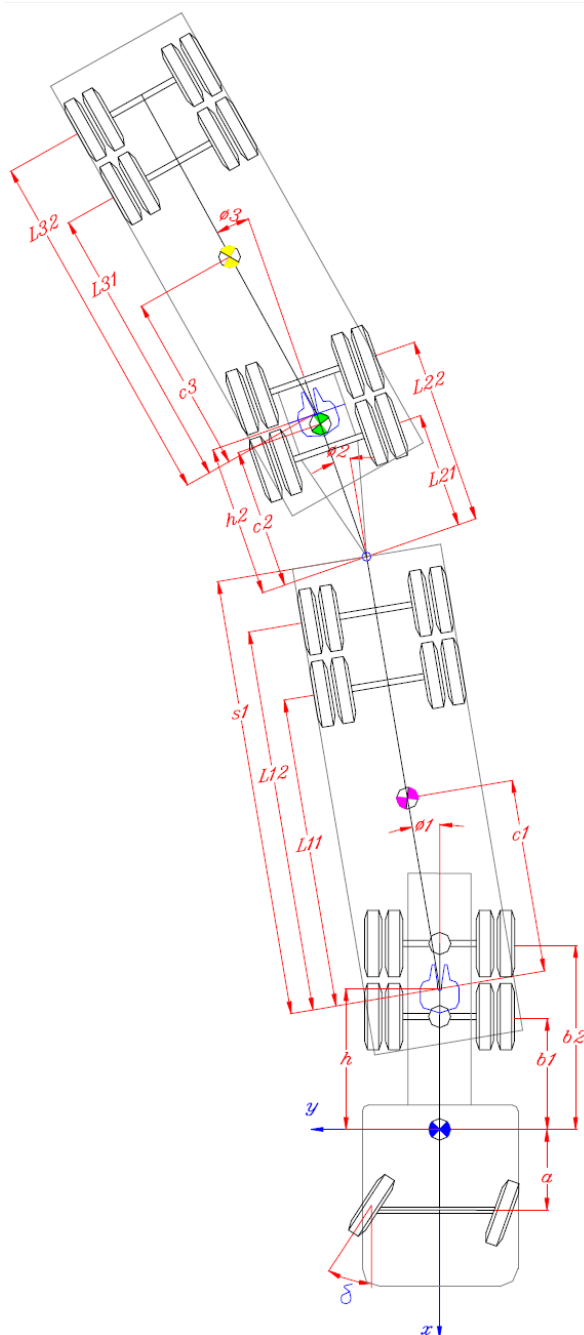
$$b_{4,6} = -(N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22}) \quad (116)$$

$$b_{4,7} = 0 \quad (117)$$

4.3 MODELAGEM DO RODOTREM

Considerando o modelo rodotrem com 9 eixos e dimensões principais conforme a Figura 47. Os valores para cada propriedade construtiva deste modelo encontram-se no Apêndice A.

Figura 47 - Modelo rodotrem 9 eixos

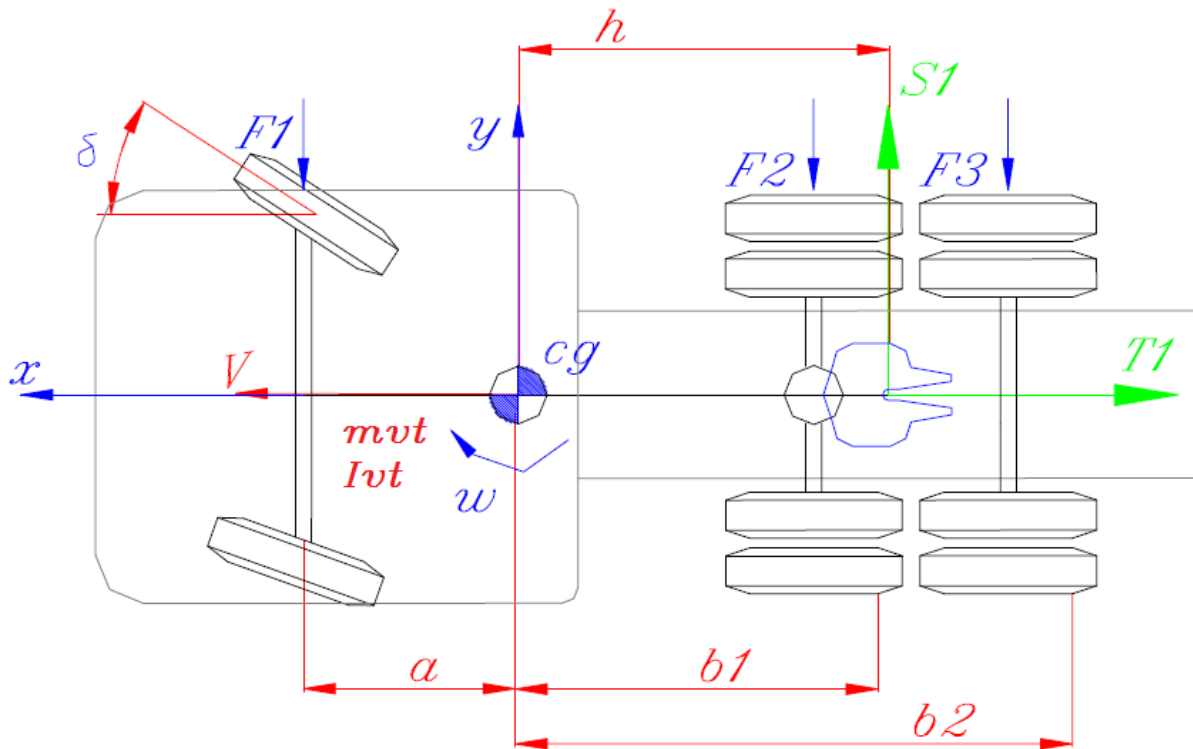


Fonte: MELO, 2004.

4.3.1 Veículo trator

Para o veículo trator, considerando as forças laterais, forças de acoplamento e o sistema de referência com origem no centro de gravidade, conforme a Figura 48.

Figura 48 - Veículo trator do modelo rodotrem 9 eixos



Fonte: MELO, 2004.

Considerando o sistema de referência com origem no centro de gravidade de cada unidade do conjunto e aplicando a 2ª Lei de Newton em y :

$$\uparrow + \sum F_y = m \cdot a_y \quad (118)$$

$$-F_1 - F_2 - F_3 + S_1 = m_{vt} \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) \quad (119)$$

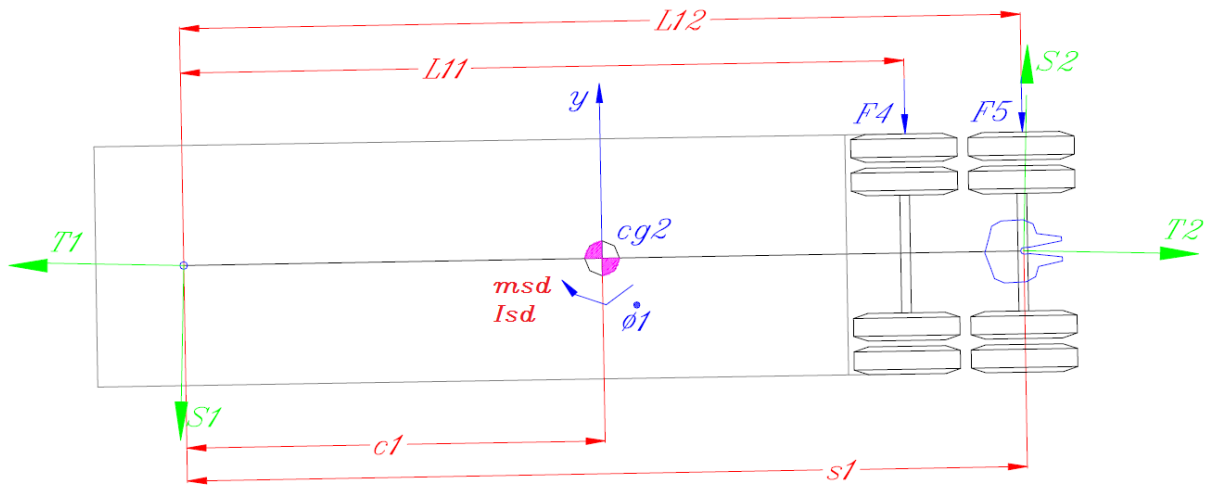
Equilíbrio de momentos em Yaw (em torno do eixo z):

$$I_{vt} \cdot \dot{\omega} = -a \cdot F_1 + b_1 \cdot F_2 + b_2 \cdot F_3 - h \cdot S_1 \quad (120)$$

4.3.2 Semi-reboque dianteiro

Para o semi-reboque dianteiro, considerando as forças laterais, forças de acoplamento e o sistema de referência com origem no centro de gravidade, conforme a Figura 49.

Figura 49 - Semi-reboque dianteiro do modelo rodotrem 9 eixos



Fonte: MELO, 2004.

Somatório de forças em x:

$$\overleftarrow{+} \sum F_x = 0 \quad (121)$$

$$T_1 - T_2 - (F_4 + F_5) \cdot \text{sen}(\phi_1) = 0 \quad (122)$$

Considerando $\text{sen}(\phi) \cong \phi$, tem-se:

$$T_1 - T_2 - (F_4 + F_5) \cdot \phi_1 = 0 \quad (123)$$

Aplicando a 2ª Lei de Newton em y:

$$\uparrow + \sum F_y = m \cdot a_y \quad (124)$$

$$-(F_4 + F_5) - S_1 + S_2 = m_{sd} \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega - (h + c_1) \cdot \dot{\omega} - c_1 \cdot \ddot{\phi}_1) \quad (125)$$

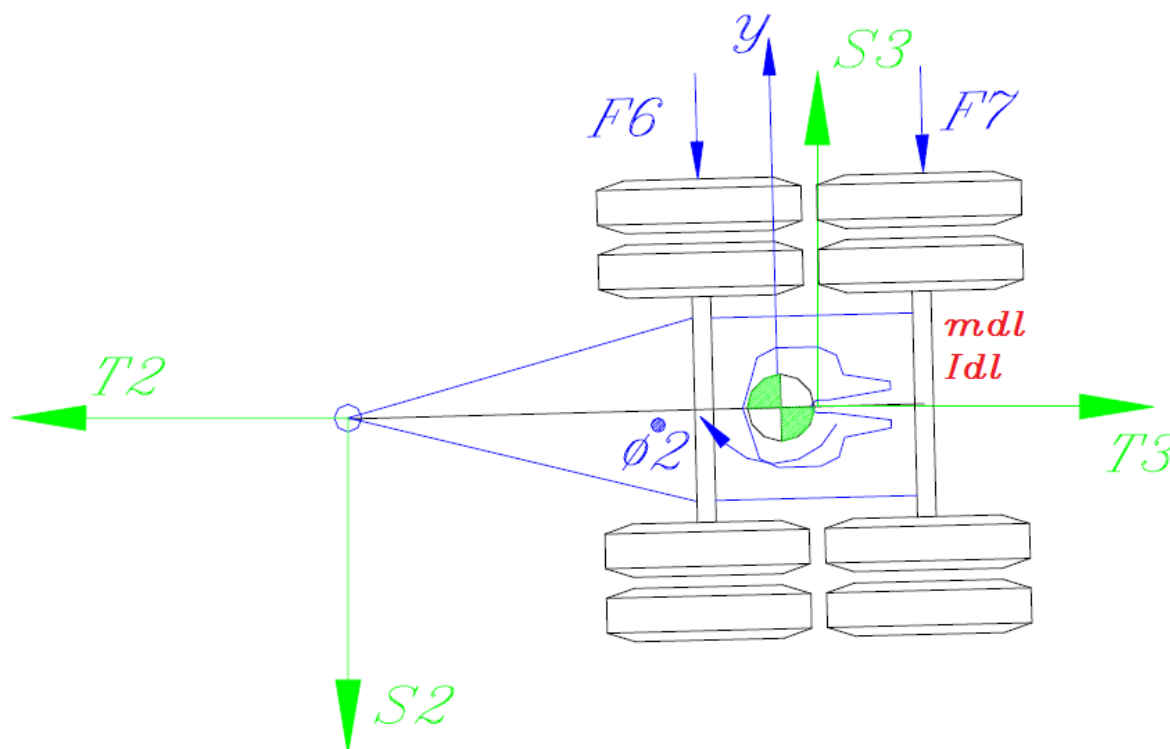
Equilíbrio de momentos em Yaw:

$$I_{sd} \cdot (\dot{\omega} + \ddot{\phi}_1) = -c_1 \cdot S_1 - c_1 \cdot T_1 \cdot \phi_1 + (L_{11} - c_1) \cdot F_4 + (L_{12} - c_1) \cdot F_5 + \\ -(s_1 - c_1) \cdot S_2 - (s_1 - c_1) \cdot T_2 \cdot \phi_1 \quad (126)$$

4.3.3 Dolly

Para o dolly, considerando as forças laterais, forças de acoplamento e o sistema de referência com origem no centro de gravidade, conforme a Figura 50.

Figura 50 - Dolly do modelo rodotrem 9 eixos



Fonte: MELO, 2004.

Somatório de forças em x:

$$T_2 - (F_6 + F_7) \cdot \text{sen}(\phi_2) = 0 \quad (127)$$

Considerando $\text{sen}(\phi) \cong \phi$, tem-se:

$$T_2 - (F_6 + F_7) \cdot \phi_2 = 0 \quad (128)$$

Aplicando a 2ª Lei de Newton em y:

$$\uparrow + \sum F_y = m \cdot a_y \quad (129)$$

$$-(F_6 + F_7) - S_2 + S_3 = m_{dl} \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega - (h + s_1 + c_2) \cdot \dot{\omega} - s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 - c_2 \cdot \ddot{\phi}_2) \quad (130)$$

Onde,

m_{dl} é a massa do dolly;

Equilíbrio de momentos em Yaw:

$$I_{dl} \cdot (\dot{\omega} + \ddot{\phi}_2) = -c_2 \cdot S_2 - c_2 \cdot T_2 \cdot \phi_2 - (c_2 - L_{21}) \cdot F_6 + (L_{12} - c_2) \cdot F_7 + \\ -S_3 \cdot (h_2 - c_2) - T_3 \cdot \phi_2 \cdot (h_2 - c_2) \quad (131)$$

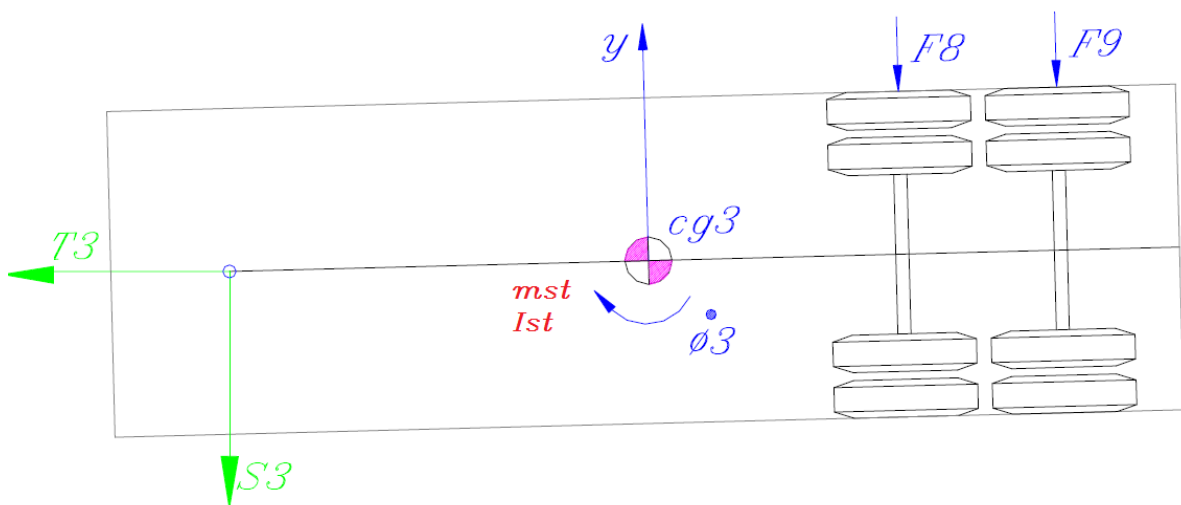
Onde,

I_{dl} é o momento de inércia em z do dolly.

4.3.4 Semi-reboque traseiro

Para o semi-reboque traseiro, considerando as forças laterais, forças de acoplamento e o sistema de referência com origem no centro de gravidade, conforme a Figura 51.

Figura 51 - Semi-reboque traseiro do modelo rodotrem 9 eixos



Fonte: MELO, 2004.

Somatório de forças em x:

$$T_3 - (F_8 + F_9) \cdot \text{sen}(\phi_3) = 0 \quad (132)$$

Considerando $\text{sen}(\phi) \cong \phi$, tem-se:

$$T_3 - (F_8 + F_9) \cdot \phi_3 = 0 \quad (133)$$

Onde,

ϕ_3 é o ângulo de inclinação entre a terceira e a quarta unidade do veículo;

F_8 é a força lateral nos pneus do eixo 8;

F_9 é a força lateral nos pneus do eixo 9.

Aplicando a 2ª Lei de Newton em y:

$$\uparrow + \sum F_y = m \cdot a_y \quad (134)$$

$$-(F_8 + F_9) +$$

$$-S_3 = m_{st} \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega - (h + s_1 + h_2 + c_3) \cdot \dot{\omega} - s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 - h_2 \cdot \ddot{\phi}_2 - c_3 \cdot \ddot{\phi}_3) \quad (135)$$

Equilíbrio de momentos em Yaw:

$$I_{st} \cdot (\dot{\omega} + \ddot{\phi}_3) = -c_3 \cdot S_3 - c_3 \cdot T_3 \cdot \phi_3 + (L_{31} - c_3) \cdot F_8 + (L_{32} - c_3) \cdot F_9 \quad (136)$$

Onde,

c_3 é a distância do centro do engate do semi-reboque rodotrem até seu centro de gravidade;

L_{31} é a distância do primeiro eixo do semi-reboque rodotrem até sua articulação

L_{32} é a distância do segundo eixo do semi-reboque rodotrem até sua articulação

$\ddot{\phi}_3$ é a derivada segunda em relação ao tempo do ângulo de Inclinação entre a terceira e a quarta unidade do veículo;

4.3.5 Características de massa, inércia e forças externas do conjunto

Somando as equações (119), (125), (130) e (135) e eliminando as reações de acoplamento S_1, S_2 e S_3 :

$$\begin{aligned} -\sum_{i=1}^{i=9} F_i &= (m_{vt} + m_{dl} + m_{sd} + m_{st}) \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) + \\ &- [m_{sd} \cdot (h + c_1) + m_{dl} \cdot (h + s_1 + c_2) + m_{st} \cdot (h + s_1 + h_2 + c_3)] \cdot \dot{\omega} + \\ &- (m_{sd} \cdot c_1 + (m_{dl} + m_{st}) \cdot s_1) \cdot \ddot{\phi}_1 - (m_{dl} \cdot c_2 - m_{st} \cdot h_2) \cdot \ddot{\phi}_2 - m_{st} \cdot c_3 \cdot \ddot{\phi}_3 \end{aligned} \quad (137)$$

Multiplicando-se a equação (119) por h :

$$m_{vt} \cdot h \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) = -F_1 \cdot h - F_2 \cdot h - F_3 \cdot h + S_1 \cdot h \quad (138)$$

Isolando o termo $S_1 \cdot h$ da equação (138):

$$S_1 \cdot h = m_{vt} \cdot h \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) + F_1 \cdot h + F_2 \cdot h + F_3 \cdot h \quad (139)$$

Substituindo a equação (139) na equação (120):

$$I_{vt} \cdot \dot{\omega} + m_{vt} \cdot h \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) = -(a + h) \cdot F_1 + (b_1 - h) \cdot F_2 + (b_2 - h) \cdot F_3 \quad (140)$$

Somando-se as equações (123), (128) e (133) e isolando T_1 obtêm-se:

$$T_1 = (F_4 + F_5) \cdot \phi_1 + (F_6 + F_7) \cdot \phi_2 + (F_8 + F_9) \cdot \phi_3 \quad (141)$$

Das equações (128) e (133) tem-se que:

$$T_2 = (F_6 + F_7) \cdot \phi_2 + (F_8 + F_9) \cdot \phi_3 \quad (142)$$

Somando-se as equações (125), (130) e (135) pode-se isolar o valor de S_1 :

$$\begin{aligned}
S_1 = & -m_{sd} \cdot [(\dot{v} + V \cdot \omega) - (h + c_1) \cdot \dot{\omega} - c_1 \cdot \ddot{\phi}_1] - \sum_{i=1}^{i=9} F_i + \\
& -m_{dl} \cdot [(\dot{v} + V \cdot \omega) - (h + s_1 + c_2) \cdot \dot{\omega} - s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 - c_2 \cdot \ddot{\phi}_2] + \\
& -m_{st} \cdot [(\dot{v} + V \cdot \omega) - (h + s_1 + h_2 + c_3) \cdot \dot{\omega} - s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 - h_2 \cdot \ddot{\phi}_2 - c_3 \cdot \ddot{\phi}_3]
\end{aligned} \tag{143}$$

Das equações (130) e (135) pode-se isolar o valor de S_2 :

$$\begin{aligned}
S_2 = & -m_{dl} \cdot [(\dot{v} + V \cdot \omega) - (h + s_1 + c_2) \cdot \dot{\omega} - s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 - c_2 \cdot \ddot{\phi}_2] + \\
& -m_{st} \cdot [(\dot{v} + V \cdot \omega) - (h + s_1 + h_2 + c_3) \cdot \dot{\omega} - s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 - h_2 \cdot \ddot{\phi}_2 - c_3 \cdot \ddot{\phi}_3] + \\
& -(F_6 + F_7 + F_8 + F_9)
\end{aligned} \tag{144}$$

Para o semi-reboque dianteiro, substituindo as equações (141), (142), (143) e (144) na equação (126), desprezando os termos quadráticos de ϕ e reagrupando os demais termos tem-se:

$$\begin{aligned}
& -(m_{sd} \cdot c_1 + (m_{dl} + m_{st}) \cdot s_1) \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) \\
& + [I_{sd} + m_{sd} \cdot c_1 \cdot (h + c_1) + m_{dl} \cdot s_1 \cdot (h + s_1 + c_2) \\
& \quad + m_{st} \cdot s_1 \cdot (h + s_1 + h_2 + c_3)] \cdot \dot{\omega} + \\
& [I_{sd} + m_{sd} \cdot c_1^2 + (m_{dl} + m_{st}) \cdot s_1^2] \cdot \ddot{\phi}_1 + (m_{dl} \cdot c_2 + m_{st} \cdot h_2) \cdot s_1 \cdot \ddot{\phi}_2 \\
& + m_{st} \cdot c_3 \cdot s_1 \cdot \ddot{\phi}_3 = L_{11} \cdot F_4 + L_{12} \cdot F_5 + s_1 \cdot (F_6 + F_7 + F_8 + F_9)
\end{aligned} \tag{145}$$

Para o dolly, substituindo as equações (142), (143) e (144) na equação (131) e extraíndo o valor de S_3 da equação (135) e o valor de T_3 da equação (133) tem-se:

$$\begin{aligned}
& -(m_{dl} \cdot c_2 + m_{st} \cdot h_2) \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) + \\
& [I_{dl} + m_{dl} \cdot c_2 \cdot (h + s_1 + c_2) + m_{st} \cdot h_2 \cdot (h + s_1 + h_2 + c_3)] \cdot \dot{\omega} + \\
& (m_{dl} \cdot c_2 + m_{st} \cdot h_2) \cdot s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 + (I_{dl} + m_{dl} \cdot c_2^2 + m_{st} \cdot h_2^2) \cdot \ddot{\phi}_2 = \\
& L_{21} \cdot F_6 + L_{22} \cdot F_7 + h_2 \cdot (F_8 + F_9)
\end{aligned} \tag{146}$$

Para o semi-reboque traseiro, substituindo os valores de S_3 e T_3 na equação (136) tem-se:

$$\begin{aligned}
 -m_{st} \cdot c_3 \cdot (\dot{v} + V \cdot \omega) + [I_{st} + m_{st} \cdot c_3 \cdot (h + s_1 + h_2 + c_3)] \cdot \dot{\omega} + m_{st} \cdot c_3 \cdot s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 + \\
 m_{st} \cdot c_3 \cdot h_2 \cdot \ddot{\phi}_2 + (I_{st} + m_{st} \cdot c_3^2) \cdot \ddot{\phi}_3 = L_{31} \cdot F_8 + L_{32} \cdot F_9
 \end{aligned}
 \tag{147}$$

Nas Equações (145), (146) e (147) tem-se representadas as características de massa e inércia do sistema de um lado e do outro lado as forças externas e momentos que atuam no modelo simplificado.

4.3.6 Forças laterais em pneus

Assumindo-se que para pequenos ângulos a Rigidez Lateral (*Cornering Stiffness*) é linear, tem-se a seguinte equação geral:

$$F_j = N_j \cdot \alpha_j \tag{148}$$

$$j = 1, 2, 3, \dots, 10$$

A força lateral em cada pneu dependerá também da força vertical aplicada no eixo em consequência da distribuição de peso do conjunto de veículos.

4.3.6.1 Ângulo de Deriva (*Slip angle*):

É o ângulo entre o vetor velocidade do pneu e seu plano vertical conforme ilustrado na Figura 46.

Para o pneu dianteiro do veículo trator com um ângulo de esterçamento (*steer angle*) δ , o *slip angle* pode ser aproximado por:

$$\alpha_1 = \frac{(v + a \cdot \omega)}{V} - \delta \tag{149}$$

O *slip angle* para o 2° e 3° eixo do veículo-trator podem ser aproximados por:

$$\alpha_2 = \frac{(v - b_1 \cdot \omega)}{V} - \delta \tag{150}$$

$$\alpha_3 = \frac{(v - b_2 \cdot \omega)}{V} - \delta \quad (151)$$

As expressões do *slip angle* dos eixos dos semi-reboques podem ser aproximadas por:

$$\alpha_4 = \frac{(v - (h + L_{11}) \cdot \omega - L_{11} \cdot \dot{\phi}_1)}{V} - \phi_1 \quad (152)$$

$$\alpha_5 = \frac{(v - (h + L_{12}) \cdot \omega - L_{12} \cdot \dot{\phi}_1)}{V} - \phi_1 \quad (153)$$

$$\alpha_6 = \frac{(v - (h + s_1 + L_{21}) \cdot \omega - s_1 \cdot \dot{\phi}_1 - L_{21} \cdot \dot{\phi}_2)}{V} - \phi_2 \quad (154)$$

$$\alpha_7 = \frac{(v - (h + s_1 + L_{22}) \cdot \omega - s_1 \cdot \dot{\phi}_1 - L_{22} \cdot \dot{\phi}_2)}{V} - \phi_2 \quad (155)$$

$$\alpha_8 = \frac{(v - (h + s_1 + h_2 + L_{31}) \cdot \omega - s_1 \cdot \dot{\phi}_1 - h_2 \cdot \dot{\phi}_2 - L_{31} \cdot \dot{\phi}_3)}{V} - \phi_3 \quad (156)$$

$$\alpha_9 = \frac{(v - (h + s_1 + h_2 + L_{32}) \cdot \omega - s_1 \cdot \dot{\phi}_1 - h_2 \cdot \dot{\phi}_2 - L_{32} \cdot \dot{\phi}_3)}{V} - \phi_3 \quad (157)$$

4.3.7 Equações gerais do conjunto de veículos

Substituindo as equações de F e α e isolando os termos das equações (37), (40), (45) e (46) tem-se:

$$\begin{aligned} & (m_{vt} + m_{sd} + m_{dl} + m_{st}) \cdot \dot{v} + \sum_{i=1}^{i=9} F_i \cdot \frac{v}{V} - (m_{sd}' + m_{dl}' + m_{st}') \cdot \dot{\omega} + \\ & \left[(m_{vt} + m_{sd} + m_{dl} + m_{st}) \cdot V^2 - \sum_{i=1}^{i=9} N_i' \right] \cdot \frac{\omega}{V} + \\ & -(m_{sd} \cdot c_1 + (m_{dl} + m_{st}) \cdot s_1) \cdot \ddot{\phi}_1 + \end{aligned} \quad (158)$$

$$\begin{aligned}
& -[N_4 \cdot L_{11} + N_5 \cdot L_{12} + (N_6 + N_7 + N_8 + N_9) \cdot s_1] \cdot \frac{\dot{\phi}_1}{V} + \\
& \quad -(N_4 + N_5) \cdot \phi_1 - (m_{dl} \cdot c_2 - m_{st} \cdot h_2) \cdot \ddot{\phi}_2 + \\
& -(N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22} + (N_8 + N_9) \cdot h_2) \cdot \frac{\dot{\phi}_2}{V} - (N_6 + N_7) \cdot \phi_2 - m_{st} \cdot c_3 \cdot \ddot{\phi}_3 + \\
& \quad -(N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32}) \cdot \frac{\dot{\phi}_3}{V} - (N_8 + N_9) \cdot \phi_3 = N_1 \cdot \delta
\end{aligned}$$

Onde,

$$m_{sd}' = m_{sd} \cdot (h + c_1) \quad (159)$$

$$m_{st}' = m_{st} \cdot (h + s_1 + c_2) \quad (160)$$

$$N_1' = -N_1 \cdot a \quad (161)$$

$$N_2' = N_2 \cdot b_1 \quad (162)$$

$$N_3' = N_3 \cdot b_2 \quad (163)$$

$$N_4' = N_4 \cdot (h + L_{11}) \quad (164)$$

$$N_5' = N_5 \cdot (h + L_{12}) \quad (165)$$

$$N_6' = N_6 \cdot (h + s_1 + L_{21}) \quad (166)$$

$$N_7' = N_7 \cdot (h + s_1 + L_{22}) \quad (167)$$

$$N_8' = N_8 \cdot (h + s_1 + h_2 + L_{31}) \quad (168)$$

$$N_9' = N_9 \cdot (h + s_1 + h_2 + L_{32}) \quad (169)$$

$$m_{vt} \cdot h \cdot \dot{v} + [(N_1 + N_2 + N_3) \cdot h - N_1' - N_2' - N_3'] \cdot \frac{v}{V} + I_{vt} \cdot \dot{\omega} + \quad (170)$$

$$\begin{aligned}
& [m_{vt} \cdot h \cdot V^2 + N_1 \cdot a^2 + N_2 \cdot b_1^2 + N_3 \cdot b_2^2 + (N_1' + N_2' + N_3') \cdot h] \cdot \frac{\omega}{V} = \\
& \quad N_1 \cdot (a + h) \cdot \delta \\
& \quad - [m_{sd} \cdot c_1 + (m_{dl} + m_{st}) \cdot s_1] \cdot \dot{v} + \\
& \quad - [N_4 \cdot L_{11} + N_5 \cdot L_{12} + (N_6 + N_7 + N_8 + N_9) \cdot s_1] \cdot \frac{v}{V} + \\
& \quad [I_{sd} + m_{sd}' \cdot c_1 + (m_{dl}' + m_{st}') \cdot s_1] \cdot \dot{\omega} + \\
& \quad - \{ [(m_{sd} \cdot c_1 + (m_{dl} + m_{st}) \cdot s_1)] \cdot V^2 - N_4' \cdot L_{11} - N_5' \cdot L_{12} \\
& \quad - (N_6' + N_7' + N_8' + N_9') \cdot s_1 \} \cdot \frac{\omega}{V} + \\
& \quad [I_{sd} + m_{sd} \cdot c_1^2 + (m_{dl} + m_{st}) \cdot s_1^2] \cdot \ddot{\phi}_1 + \\
& \quad [N_4 \cdot L_{11}^2 + N_5 \cdot L_{12}^2 + (N_6 + N_7 + N_8 + N_9) \cdot s_1^2] \cdot \frac{\dot{\phi}_1}{V} + \\
& \quad (N_4 \cdot L_{11} + N_5 \cdot L_{12}) \cdot \phi_1 + (m_{dl} \cdot c_2 + m_{st} \cdot h_2) \cdot s_1 \cdot \ddot{\phi}_2 + \\
& \quad [N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22} + (N_8 + N_9) \cdot h_2] \cdot s_1 \cdot \frac{\dot{\phi}_2}{V} + \\
& \quad (N_6 + N_7) \cdot s_1 \cdot \phi_2 + m_{st} \cdot c_3 \cdot s_1 \cdot \ddot{\phi}_3 + (N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32}) \cdot s_1 \cdot \frac{\dot{\phi}_3}{V} + \\
& \quad (N_8 + N_9) \cdot s_1 \cdot \phi_3 = 0
\end{aligned} \tag{171}$$

$$\begin{aligned}
& - (m_{dl} \cdot c_2 - m_{st} \cdot h_2) \cdot \dot{v} - [N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22} + (N_8 + N_9) \cdot h_2] \cdot \frac{v}{V} + \\
& \quad (I_{dl} + m_{dl}' \cdot c_2 + m_{st}' \cdot h_2) \cdot \dot{\omega} + \\
& \quad - [(m_{dl} \cdot c_2 + m_{st} \cdot h_2) \cdot V^2 - N_6' \cdot L_{21} - N_7' \cdot L_{22} - (N_8' + N_9') \cdot h_2] \cdot \frac{\omega}{V} + \\
& \quad (m_{dl} \cdot c_2 + m_{st} \cdot h_2) \cdot s_1 \cdot \dot{\phi}_1 + [N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22} + (N_8 + N_9) \cdot h_2] \cdot s_1 \cdot \frac{\dot{\phi}_1}{V} + \\
& \quad (I_{dl} + m_{dl} \cdot c_2^2 + m_{st} \cdot h_2^2) \cdot \ddot{\phi}_2 + [N_6 \cdot L_{21}^2 + N_7 \cdot L_{22}^2 + (N_8 + N_9) \cdot h_2^2] \cdot \frac{\dot{\phi}_2}{V} + \\
& \quad (N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22}) \cdot \phi_2 + m_{st} \cdot c_3 \cdot h_2 \cdot \ddot{\phi}_3 + \\
& \quad (N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32}) \cdot h_2 \cdot \frac{\dot{\phi}_3}{V} + (N_8 + N_9) \cdot h_2 \cdot \phi_3 = 0
\end{aligned} \tag{172}$$

$$\begin{aligned}
& - m_{st} \cdot c_3 \cdot \dot{v} - (N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32}) \cdot \frac{v}{V} + (I_{st} + m_{st}' \cdot c_3) \cdot \dot{\omega} + \\
& \quad - (m_{st} \cdot c_3 \cdot V^2 - N_8' \cdot L_{31} - N_9' \cdot L_{32}) \cdot \frac{\omega}{V} + m_{st} \cdot h_2 \cdot s_1 \cdot \ddot{\phi}_1 +
\end{aligned} \tag{173}$$

$$(N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32}) \cdot s_1 \cdot \frac{\dot{\phi}_1}{V} + m_{st} \cdot c_3 \cdot h_2 \cdot \ddot{\phi}_2 + (N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32}) \cdot h_2 \cdot \frac{\dot{\phi}_2}{V} +$$

$$(I_{st} + m_{st} \cdot c_3^2) \cdot \ddot{\phi}_3 + (N_8 \cdot L_{31}^2 + N_9 \cdot L_{32}^2) \cdot \frac{\dot{\phi}_3}{V} + (N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32}) \cdot \phi_3 = 0$$

O Sistema de Equações poderá ser representado por:

$$[A] \cdot \{y\} = [B] \cdot \{x\} \quad (174)$$

Onde,

$$\{y\}_{5 \times 1} = \begin{Bmatrix} \dot{v} \\ \dot{\omega} \\ \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_2 \\ \ddot{\phi}_3 \end{Bmatrix} \quad (175)$$

$$\{x\}_{9 \times 1} = \begin{Bmatrix} v \\ \omega \\ \dot{\phi}_1 \\ \phi_1 \\ \dot{\phi}_2 \\ \phi_2 \\ \dot{\phi}_3 \\ \phi_3 \\ \delta \end{Bmatrix} \quad (176)$$

Portanto,

$$\{y\} = [A]^{-1} \cdot [B] \cdot \{x\} = [C] \cdot \{x\} \quad (177)$$

Substituindo,

$$[A]_{5 \times 5} = \begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,2} & a_{1,3} & a_{1,4} & a_{1,5} \\ a_{2,1} & a_{2,2} & a_{2,3} & a_{2,4} & a_{2,5} \\ a_{3,1} & a_{3,2} & a_{3,3} & a_{3,4} & a_{3,5} \\ a_{4,1} & a_{4,2} & a_{4,3} & a_{4,4} & a_{4,5} \\ a_{5,1} & a_{5,2} & a_{5,3} & a_{5,4} & a_{5,5} \end{bmatrix} \quad (178)$$

$$a_{1,1} = m_{vt} + m_{dl} + m_{sd} + m_{st} \quad (179)$$

$$a_{1,2} = -(m_{sd}' + m_{dl}' + m_{st}') \quad (180)$$

$$a_{1,3} = -[m_{sd} \cdot c_1 + (m_{dl} + m_{st}) \cdot s_1] \quad (181)$$

$$a_{1,4} = -(m_{dl} \cdot c_2 + m_{st} \cdot h_2) \quad (182)$$

$$a_{1,5} = -m_{st} \cdot c_3 \quad (183)$$

$$a_{2,1} = m_{vt} \cdot h \quad (184)$$

$$a_{2,2} = I_{vt} \quad (185)$$

$$a_{2,3} = 0 \quad (186)$$

$$a_{2,4} = 0 \quad (187)$$

$$a_{2,5} = 0 \quad (188)$$

$$a_{3,1} = -[m_{sd} \cdot c_1 + (m_{dl} + m_{st}) \cdot s_1] \quad (189)$$

$$a_{3,2} = I_{sd} + m_{sd}' \cdot c_1 + (m_{dl}' + m_{st}') \cdot s_1 \quad (190)$$

$$a_{3,3} = I_{sd} + m_{sd} \cdot c_1^2 + (m_{dl} + m_{st}) \cdot s_1^2 \quad (191)$$

$$a_{3,4} = (m_{dl} \cdot c_2 + m_{st} \cdot h_2) \cdot s_1 \quad (192)$$

$$a_{3,5} = m_{st} \cdot c_3 \cdot s_1 \quad (193)$$

$$a_{4,1} = -(m_{dl} \cdot c_2 + m_{st} \cdot h_2) \quad (194)$$

$$a_{4,2} = I_{dl} + m_{dl}' \cdot c_2 + m_{st}' \cdot h_2 \quad (195)$$

$$a_{4,3} = (m_{dl} \cdot c_2 + m_{st} \cdot h_2) s_1 \quad (196)$$

$$a_{4,4} = I_{st} + m_{dl} \cdot c_2^2 + m_{st} \cdot h_2^2 \quad (197)$$

$$a_{4,5} = m_{st} \cdot c_3 \cdot h_2 \quad (198)$$

$$a_{5,1} = -m_{st} \cdot c_3 \quad (199)$$

$$a_{5,2} = I_{st} + m_{st}' \cdot c_3 \quad (200)$$

$$a_{5,3} = m_{st} \cdot c_3 \cdot s_1 \quad (201)$$

$$a_{5,4} = m_{st} \cdot c_3 \cdot h_2 \quad (202)$$

$$a_{5,5} = I_{st} + m_{st} \cdot c_3^2 \quad (203)$$

$$[B]_{5 \times 9} = \begin{bmatrix} b_{1,1} & b_{1,2} & b_{1,3} & b_{1,4} & b_{1,5} & b_{1,6} & b_{1,7} & b_{1,8} & b_{1,9} \\ b_{2,1} & b_{2,2} & b_{2,3} & b_{2,4} & b_{2,5} & b_{2,6} & b_{2,7} & b_{2,8} & b_{2,9} \\ b_{3,1} & b_{3,2} & b_{3,3} & b_{3,4} & b_{3,5} & b_{3,6} & b_{3,7} & b_{3,8} & b_{3,9} \\ b_{4,1} & b_{4,2} & b_{4,3} & b_{4,4} & b_{4,5} & b_{4,6} & b_{4,7} & b_{4,8} & b_{4,9} \\ b_{5,1} & b_{5,2} & b_{5,3} & b_{5,4} & b_{5,5} & b_{5,6} & b_{5,7} & b_{5,8} & b_{5,9} \end{bmatrix} \quad (204)$$

$$b_{1,1} = \frac{-(\sum_{i=1}^{i=9} F_i)}{V} \quad (205)$$

$$b_{1,2} = -(m_{vt} + m_{dl} + m_{sd} + m_{st}) \cdot V + \frac{(\sum_{i=1}^{i=9} N_i')}{V} \quad (206)$$

$$b_{1,3} = \frac{N_4 \cdot L_{11} + N_5 \cdot L_{12} + (N_6 + N_7 + N_8 + N_9) \cdot s_1}{V} \quad (207)$$

$$b_{1,4} = N_4 + N_5 \quad (208)$$

$$b_{1,5} = \frac{N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22} + (N_8 + N_9) \cdot h_2}{V} \quad (209)$$

$$b_{1,6} = N_6 + N_7 \quad (210)$$

$$b_{1,7} = \frac{(N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32})}{V} \quad (211)$$

$$b_{1,8} = N_8 + N_9 \quad (212)$$

$$b_{1,9} = N_1 \quad (213)$$

$$b_{2,1} = \frac{-(N_1 + N_2 + N_3) \cdot h + N_1' + N_2' + N_3'}{V} \quad (214)$$

$$b_{2,2} = \frac{-m_{vt} \cdot h \cdot V + [-N_1 \cdot a_1^2 - N_2 \cdot b_1^2 - N_3 \cdot b_2^2 + (N_1' + N_2' + N_3')] \cdot h}{V} \quad (215)$$

$$b_{2,3} = 0 \quad (216)$$

$$b_{2,4} = 0 \quad (217)$$

$$b_{2,5} = 0 \quad (218)$$

$$b_{2,6} = 0 \quad (219)$$

$$b_{2,7} = 0 \quad (220)$$

$$b_{2,8} = 0 \quad (221)$$

$$b_{2,9} = N_1 \cdot (a + h) \quad (222)$$

$$b_{3,1} = \frac{N_4 \cdot L_{11} + N_5 \cdot L_{12} + (N_6 + N_7 + N_8 + N_9) \cdot s_1}{V} \quad (223)$$

$$b_{3,2} = \frac{(m_{sd} \cdot c_1 + (m_{dl} + m_{st}) \cdot s_1) \cdot V + [N_4' \cdot L_{11} - N_5' \cdot L_{12} - (N_6' + N_7' + N_8' + N_9') \cdot s_1]}{V} \quad (224)$$

$$b_{3,3} = 0 \quad (225)$$

$$b_{3,4} = -(N_4 \cdot L_{11} + N_5 \cdot L_{12}) \quad (226)$$

$$b_{3,5} = \frac{-[N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22} + (N_8 + N_9) \cdot h_2] \cdot s_1}{V} \quad (227)$$

$$b_{3,6} = (-N_6 + N_7) \cdot s_1 \quad (228)$$

$$b_{3,7} = \frac{-(N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32}) \cdot s_1}{V} \quad (229)$$

$$b_{3,8} = -(N_8 + N_9) \cdot s_2 \quad (230)$$

$$b_{3,9} = 0 \quad (231)$$

$$b_{4,1} = \frac{[N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22} + (N_8 + N_9) \cdot h_2]}{V} \quad (232)$$

$$b_{4,2} = \frac{(m_{dl} \cdot c_2 + m_{st} \cdot h_2) \cdot V - [N_6' \cdot L_{21} + N_7' \cdot L_{22} + (N_8' + N_9') \cdot h_2]}{V} \quad (233)$$

$$b_{4,3} = \frac{-[N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22} + (N_8 + N_9) \cdot h_2] \cdot s_1}{V} \quad (234)$$

$$b_{4,4} = 0 \quad (235)$$

$$b_{4,5} = \frac{-[N_6 \cdot L_{21}^2 + N_7 \cdot L_{22}^2 + (N_8 + N_9) \cdot h_2^2] \cdot s_1}{V} \quad (236)$$

$$b_{4,6} = -(N_6 \cdot L_{21} + N_7 \cdot L_{22}) \quad (237)$$

$$b_{4,7} = \frac{-(N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32}) \cdot h_2}{V} \quad (238)$$

$$b_{4,8} = -(N_8 + N_9) \cdot h_2 \quad (239)$$

$$b_{4,9} = 0 \quad (240)$$

$$b_{5,1} = \frac{(N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32})}{V} \quad (241)$$

$$b_{5,2} = \frac{m_{st} \cdot c_3 \cdot V - (N_8' \cdot L_{31} + N_9' \cdot L_{32})}{V} \quad (242)$$

$$b_{5,3} = \frac{-(N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32}) \cdot s_1}{V} \quad (243)$$

$$b_{5,4} = 0 \quad (244)$$

$$b_{5,5} = \frac{-(N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32}) \cdot h_2}{V} \quad (245)$$

$$b_{5,6} = 0 \quad (246)$$

$$b_{5,7} = \frac{-(N_8 \cdot L_{31}^2 + N_9 \cdot L_{32}^2)}{V} \quad (247)$$

$$b_{5,8} = -(N_8 \cdot L_{31} + N_9 \cdot L_{32}) \quad (248)$$

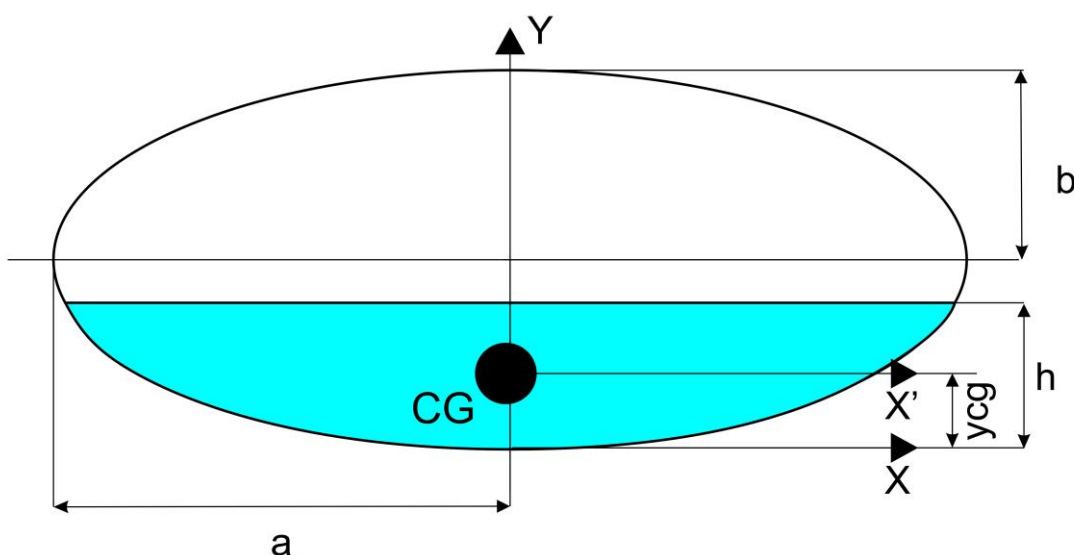
$$b_{5,9} = 0 \quad (249)$$

4.4 MODELAGEM LÍQUIDO

A modelagem do líquido foi feita com auxílio das rotinas de Matlab desenvolvidas por Salem (2000). As equações seguintes mostram os passos para obter as características necessárias do líquido e posteriormente realizar a integração com o modelo matemático do veículo.

Considerando um tanque de seção transversal elíptica ou circular com as propriedades conforme a Figura 52.

Figura 52 - Propriedades do tanque



Fonte: SALEM, 2000.

Considerando a relação entre as dimensões a e b do tanque como:

$$\Delta = \frac{a}{b} \quad (250)$$

Determina-se o nível de enchimento do tanque como:

$$H = \frac{h}{2 \cdot b} \quad (251)$$

Onde,

h é a altura da superfície do fluido a partir da base do tanque.

Para o nível do tanque menor que 50%, ou seja, $h \leq b$:

$$M_l = 2 \cdot \rho_{líq} \cdot L \cdot \left\{ xh \cdot h - xh \cdot b + \left(\frac{b}{2 \cdot a} \right) \cdot \left[xh \cdot (\sqrt{a^2 - xh^2}) + a^2 \cdot \text{asin} \left(\frac{xh}{a} \right) \right] \right\} \quad (252)$$

$$xh = a \cdot \sqrt{\left(2 \cdot \frac{h}{b} \right) - \left(\frac{h}{b} \right)^2} \quad (253)$$

$$Ah = 2 \cdot \left(xh \cdot h - xh \cdot b + \frac{b}{2 \cdot a} \right) \cdot \left\{ xh \cdot \left[\sqrt{a^2 - xh^2} + a^2 \cdot \sin \left(\frac{xh}{a} \right) \right] \right\} \quad (254)$$

$$Ycg = Ycgo = \frac{h^2 \cdot xh - 2 \cdot b^2 \cdot xh + \frac{b^2 \cdot \left[xh \cdot \sqrt{a^2 - xh^2} + a^2 \cdot \sin \left(\frac{xh}{a} \right) \right]}{a} + \frac{b^2 \cdot xh^3}{3 \cdot a^2}}{Aho} \quad (255)$$

Onde,

$\rho_{líq}$ é a densidade específica do líquido;

L é o comprimento do tanque;

xh é a coordenada x do ponto de intersecção da superfície de fluido com o tanque;

Ah é a área da seção transversal do volume de líquido.

M_l é a massa total de líquido.

Para o nível do tanque maior que 50% e menor que 100%, ou seja, $h > b$ e $h < 2 \cdot b$:

$$M_l = \rho_{líq} \cdot L \cdot \left\{ \pi \cdot a \cdot b - 2 \cdot \left[xh \cdot b - xh \cdot h + \left(\frac{b}{2 \cdot a} \right) \cdot \left(xh \cdot (\sqrt{a^2 - xh^2}) + a^2 \cdot \text{asin} \left(\frac{xh}{a} \right) \right) \right] \right\} \quad (256)$$

$$\Delta 1 = 2. \left(xh. b - xh. h + \frac{b}{2. a} \right). \left\{ xh. \left[\sqrt{a^2 - xh^2} + a^2. \sin \left(\frac{xh}{a} \right) \right] \right\} \quad (257)$$

$$Ah = \pi. a. b - \Delta 1 \quad (258)$$

$$Y_{cg} = \frac{\pi. a. b^2 - \Delta 1. (2. b - Y_{cgo})}{Ah} \quad (259)$$

Para o nível do tanque igual a 100%, ou seja, $h \geq 2. b$:

$$M_l = \pi. a. b. \rho_{l\acute{u}q}. L \quad (260)$$

$$Ah = \pi. a. b \quad (261)$$

$$Y_{cg} = b \quad (262)$$

4.5 INTEGRAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO DO VEÍCULO E AS PROPRIEDADES DO LÍQUIDO

Para incluir o líquido no modelo matemático do semi-reboque dianteiro e traseiro, é necessário encontrar a nova posição do centro de gravidade e o momento de inércia do líquido combinado com o momento de inércia do veículo.

Para o semi-reboque dianteiro, a posição do centro de gravidade em x:

$$x_{cgsd} = \frac{m_{sd}. x_{cgc} + M_l. x_{cgl}}{(m_{sd} + M_l)} \quad (263)$$

E em y:

$$y_{cgsd} = \frac{m_{sd}. y_{cgc} + M_l. y_{cgl}}{(m_{sd} + M_l)} \quad (264)$$

Onde,

x_{cgc} é a posição em x do centro de gravidade da unidade semi-reboque;

x_{cgl} é a posição em x do centro de gravidade do volume de líquido;

y_{cgc} é a posição em y do centro de gravidade da unidade semi-reboque;

y_{cgl} é a posição em y do centro de gravidade do volume de líquido;

Para o semi-reboque traseiro, a posição do centro de gravidade em x:

$$x_{cgst} = \frac{m_{st} \cdot x_{cgc} + M_l \cdot x_{cgl}}{(m_{st} + M_l)} \quad (265)$$

E em y:

$$y_{cgst} = \frac{m_{st} \cdot y_{cgc} + M_l \cdot y_{cgl}}{(m_{st} + M_l)} \quad (266)$$

Encontra-se a distância do centro de gravidade do semi-reboque dianteiro:

$$d_{sd} = \sqrt{(x_{cgst} - 0)^2 + (y_{cgst} - y_{cgl})^2} \quad (267)$$

Para o semi-reboque traseiro:

$$d_{st} = \sqrt{(x_{cgst} - 0)^2 + (y_{cgst} - y_{cgl})^2} \quad (268)$$

Da mesma forma, encontra-se a distância do centro de gravidade do líquido:

$$d_l = \sqrt{(x_{cgst} - x_{cgl})^2 + (y_{cgst} - y_{cgl})^2} \quad (269)$$

Finalmente, através do Teorema dos Eixos Paralelos, obtêm-se o momento de inércia combinado, entre o semi-reboque dianteiro e o volume de líquido:

$$I_{cgst} = I_{sd} + m_{sd} \cdot d_{sd}^2 + I_l + M_l \cdot d_l^2 \quad (270)$$

Entre o semi-reboque traseiro e o volume de líquido:

$$I_{cgst} = I_{st} + m_{st} \cdot d_{st}^2 + I_l + M_l \cdot d_l^2 \quad (271)$$

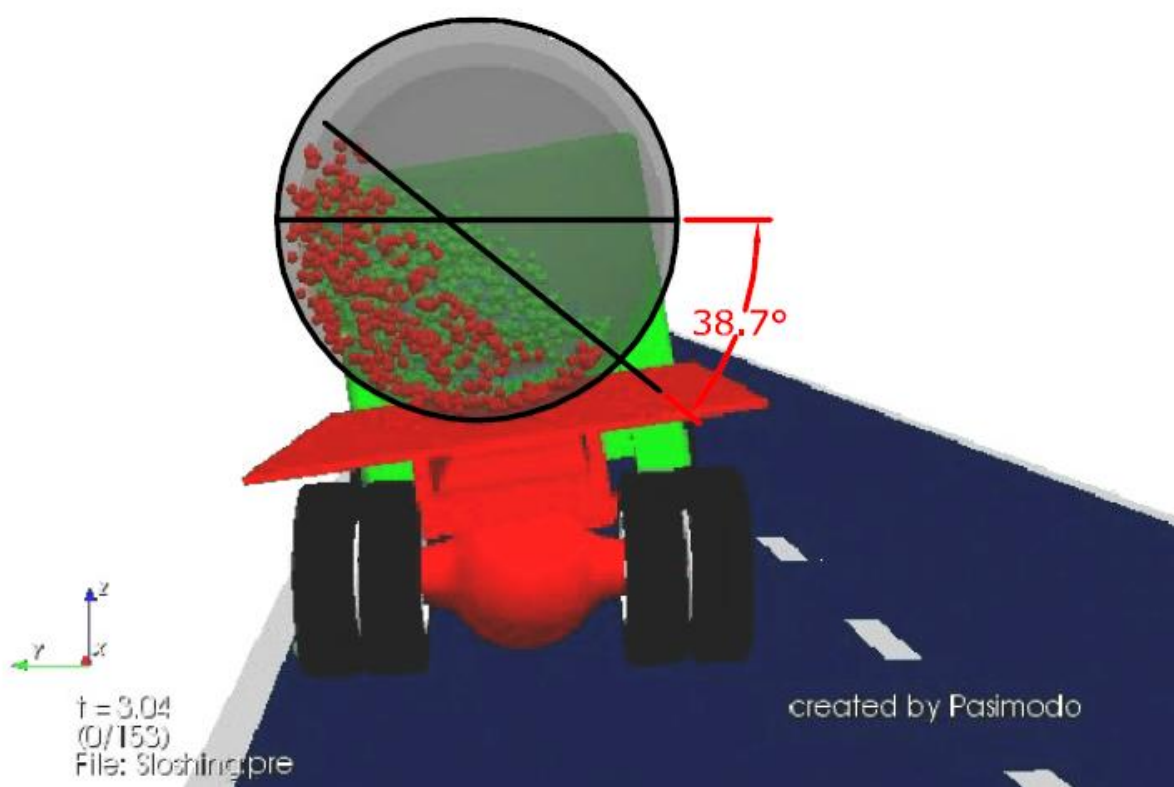
5 RESULTADOS E ANÁLISES

Os modelos matemáticos bitrem e rodotrem foram avaliados em 5 níveis de enchimento do tanque, sendo: 20%, 40%, 60%, 80% e 100%.

5.1 POSIÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE

O primeiro passo foi estimar a inclinação máxima da superfície do líquido no tanque em uma mudança de faixa simples, com o auxílio de um software de simulação gráfica foi realizado o ensaio no tanque com 40% de enchimento. A Figura 53 traz a medição feita para a inclinação máxima da superfície do líquido.

Figura 53 - Inclinação máxima da superfície do líquido



Fonte: print screen da aplicação do software de simulação gráfica.

O resultado foi uma inclinação máxima de 38,7°. Com base neste resultado, definimos realizar os ensaios do modelo matemático variando a inclinação da superfície de 0° a 40° com incrementos de 5°.

Com as equações apresentadas para a modelagem do líquido e as rotinas de Matlab desenvolvidas por Salem (2000), obtém-se os pontos de intersecção da

Figura 54 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque elíptico com 20% de enchimento

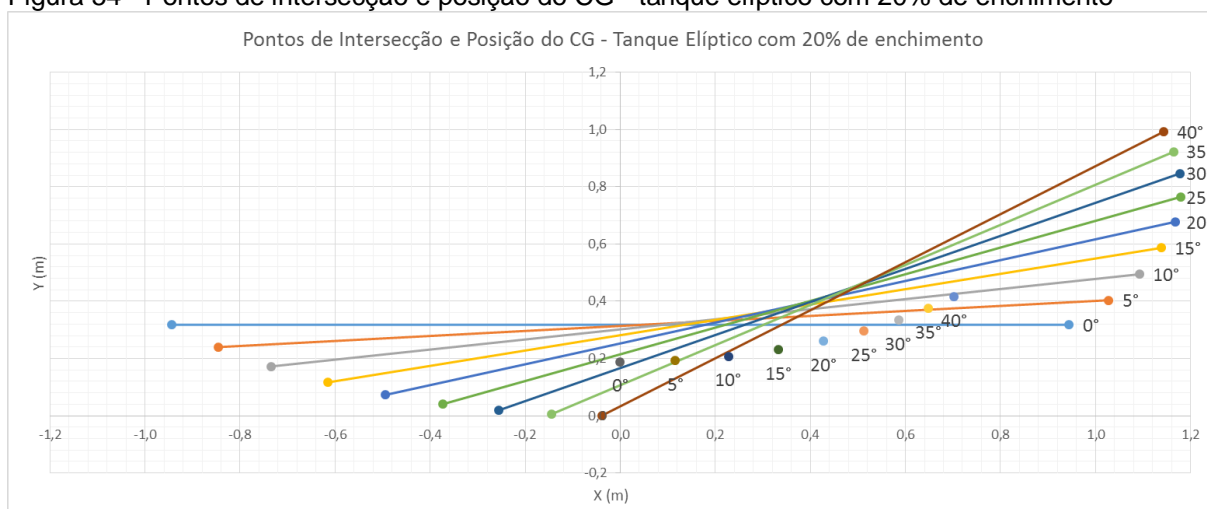


Figura 55 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque elíptico com 40% de enchimento

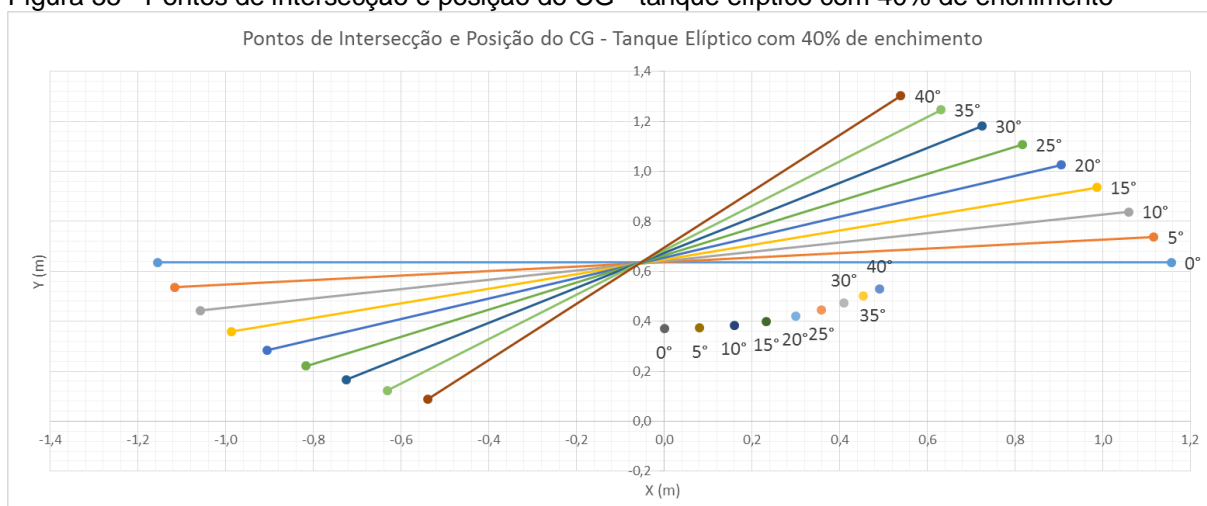


Figura 56 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque elíptico com 60% de enchimento

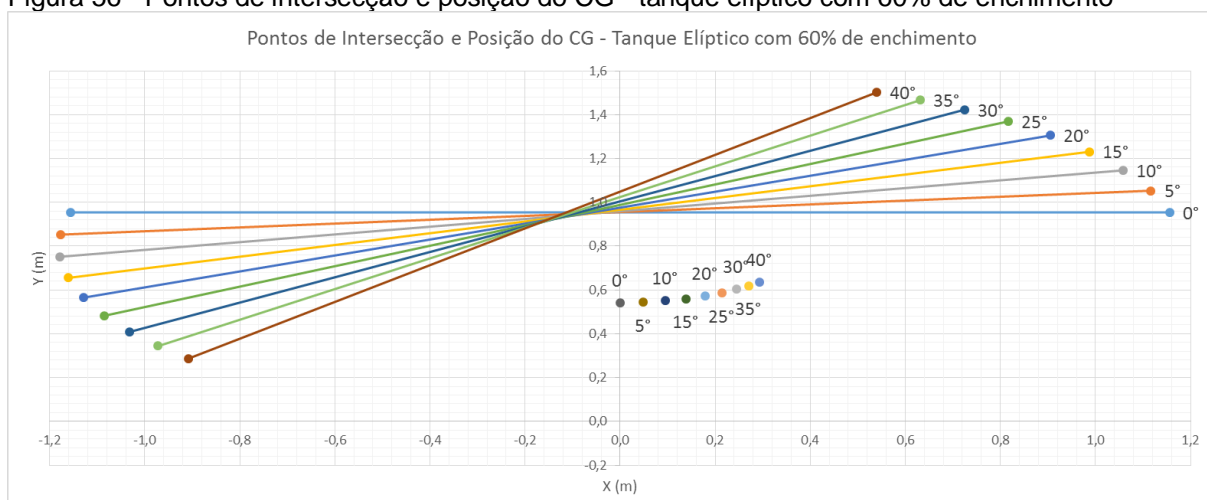
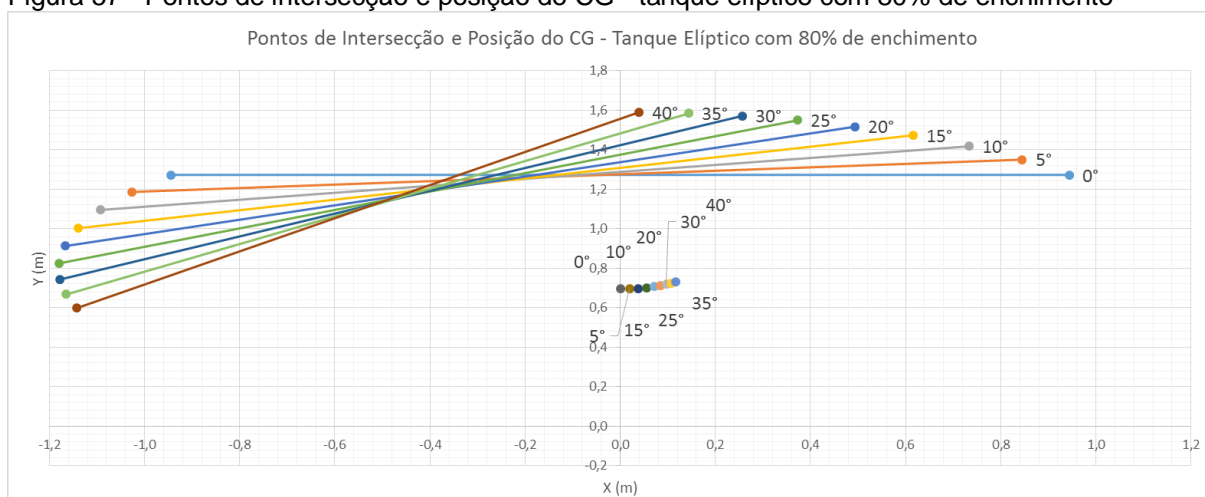


Figura 57 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque elíptico com 80% de enchimento



Conforme esperado, foi possível visualizar nos gráficos que a posição do centro de gravidade tende a diminuir sua variação com o aumento do volume de líquido. Para 100% de enchimento do tanque não existe superfície plana e o centro de gravidade está em uma posição fixa.

Conclui-se que, o aumento da carga líquida diminui o limiar de tombamento devido à diminuição de massa de fluido livre para se mover lateralmente.

A Figura 58, Figura 59, Figura 60 e Figura 61, apresentam os resultados para 20%, 40%, 60% e 80% de enchimento do tanque circular, respectivamente. A Tabela 6 apresenta os valores.

Figura 58 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque circular com 20% de enchimento

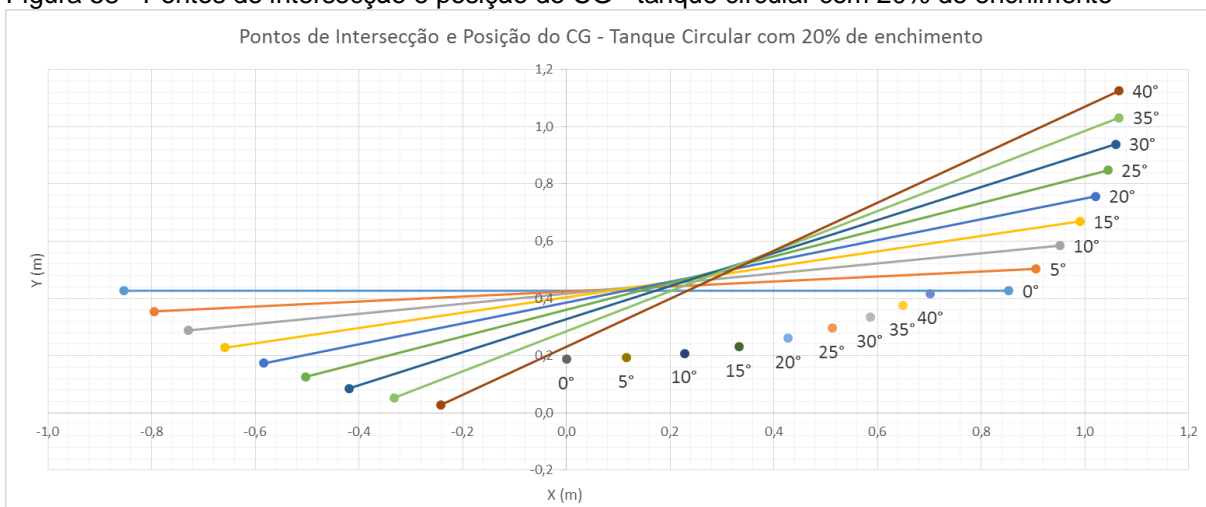


Figura 59 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque circular com 40% de enchimento

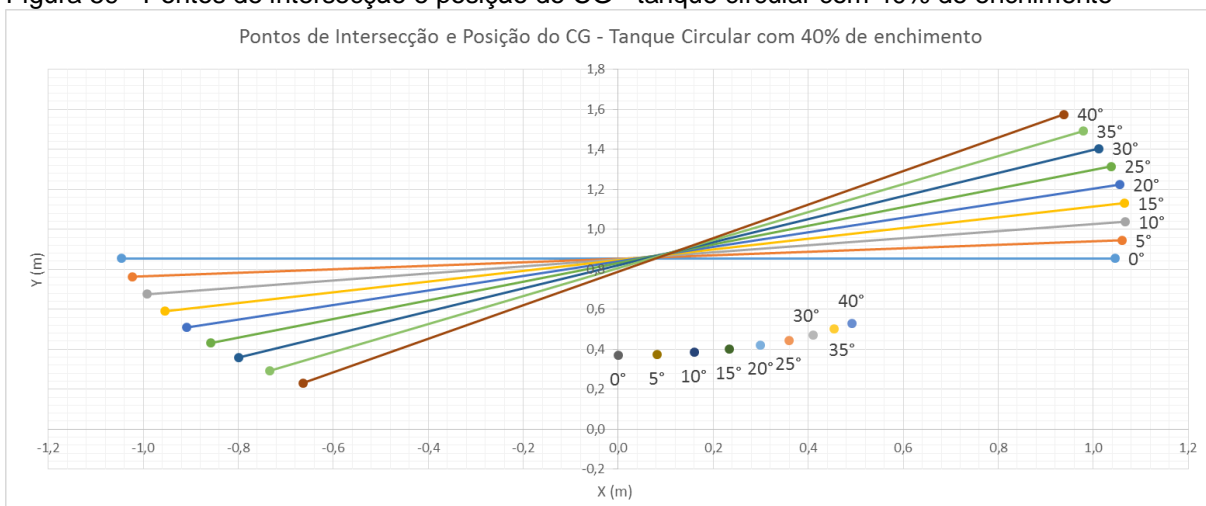


Figura 60 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque circular com 60% de enchimento

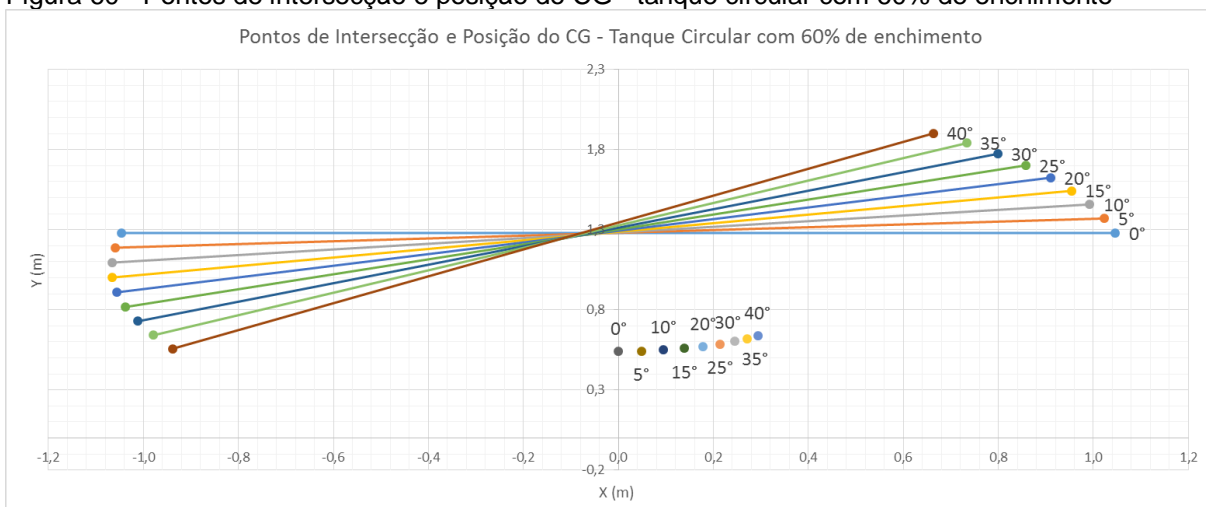
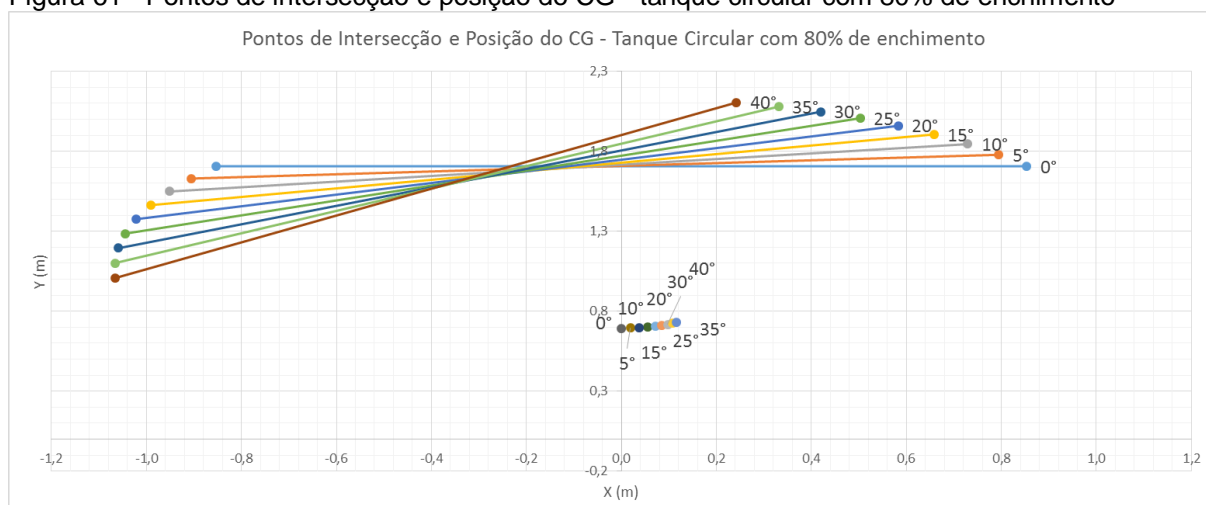


Figura 61 - Pontos de intersecção e posição do CG - tanque circular com 80% de enchimento



Comparando a variação da posição do centro de gravidade do líquido entre os tanques elíptico e circular, conclui-se que até a inclinação de 35°, o centro de gravidade no tanque elíptico tem uma proporção de variação maior e que para 40° o tanque circular passa a ter uma variação maior. Esse comportamento ocorreu em todos os níveis de enchimento do tanque.

A altura do centro de gravidade do tanque elíptico é menor, conforme Figura 16. Desta forma, pode-se prever que a aceleração lateral dos modelos equipados com esses tanques alcance valores menores.

5.2 MOMENTO DE INÉRCIA

Com estes valores obtidos, modelamos os volumes de líquido no software CAD (*Computer Aided Design*) SolidWorks para obter a variação do momento de inércia do líquido em função da variação do ângulo de inclinação da superfície. A Tabela 7 e Tabela 8 trazem os valores para momento de inércia do líquido no tanque elíptico e circular, respectivamente.

Tabela 7 - Momento de inércia para o tanque elíptico

TANQUE ELÍPTICO										
BITREM										
NÍVEL ENCHIMENTO	COMPRIMENTO TANQUE (M)	MOMENTO DE INÉRCIA (KG.M ²)								
		0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
20%	7,100	13078	13074	13060	13038	13011	12983	12952	12923	12896
40%	7,100	35267	35248	35192	35105	34997	34878	34755	34632	34521
60%	7,100	59923	59890	59794	59645	59461	59256	59037	58820	58609
80%	7,100	82100	82073	81991	81857	81689	81501	81304	81101	80906
100%	7,100	95188	95188	95188	95188	95188	95188	95188	95188	95188
RODOTREM										
20%	6,845	11757	11753	11740	11718	11693	11665	11636	11608	11582
40%	6,845	31767	31748	31695	31611	31507	31393	31274	31156	31048
60%	6,845	54026	53994	53902	53758	53580	53383	53172	52962	52760
80%	6,845	74025	73999	73920	73790	73628	73447	73257	73061	72874
100%	6,845	85791	85791	85791	85791	85791	85791	85791	85791	85791

Tabela 8 - Momento de inércia para o tanque circular

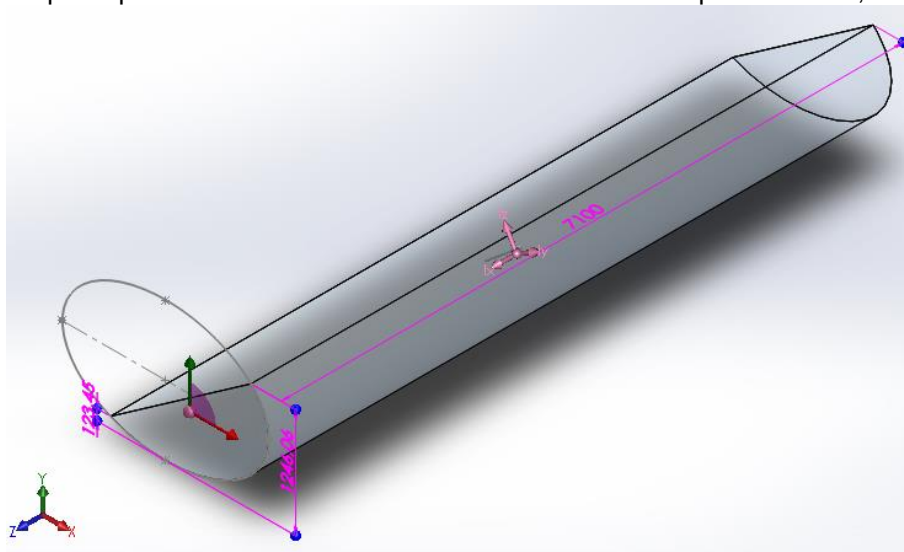
TANQUE CIRCULAR										
BITREM										
NÍVEL ENCHIMENTO	COMPRIMENTO TANQUE (M)	MOMENTO DE INÉRCIA (KG.M ²)								
		0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
20%	7,100	15746	15746	15746	15745	15745	15746	15746	15746	15746
40%	7,100	42258	42259	42258	42259	42258	42258	42259	42258	42259
60%	7,100	71646	71645	71645	71646	71645	71645	71646	71645	71646
80%	7,100	98156	98156	98156	98155	98155	98155	98155	98155	98155
100%	7,100	113901	113901	113901	113901	113901	113901	113901	113901	113901
RODOTREM										
20%	6,845	14148	14148	14148	14147	14147	14148	14148	14148	14148
40%	6,845	38031	38031	38031	38031	38030	38030	38031	38030	38031
60%	6,845	64528	64527	64527	64528	64527	64527	64528	64527	64528
80%	6,845	88409	88409	88408	88408	88408	88408	88408	88408	88408
100%	6,845	102556	102556	102556	102556	102556	102556	102556	102556	102556

Comparando os valores da Tabela 7 e Tabela 8, conclui-se que o tanque circular alcançou valores maiores de momento de inércia, com isso, espera-se que o modelo equipado com tanque elíptico demonstre um melhor comportamento dinâmico e estabilidade lateral.

As diferenças entre os valores de momento de inércia do tanque da CVC tipo bitrem e rodotrem ocorreu devido o comprimento do tanque ser diferente, sendo menor para o rodotrem.

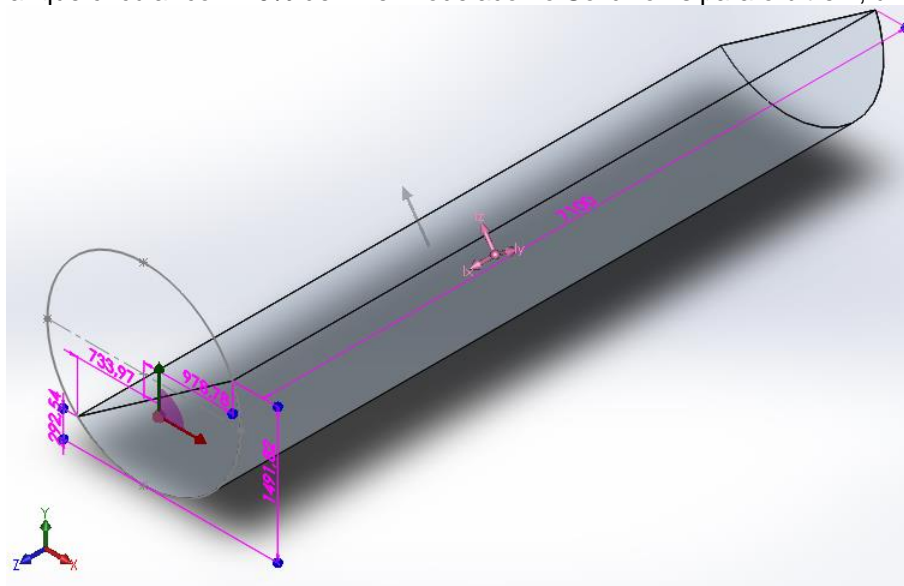
A Figura 62 e Figura 63 são exemplos de dois dos volumes de líquido modelados no Solidworks, tanque elíptico para o bitrem com 40% de nível e tanque circular para o bitrem com 40% de nível, respectivamente.

Figura 62 - Tanque elíptico com 40% de nível modelado no Solidworks para o bitrem, unidade em mm



Fonte: print screen do software Solidworks.

Figura 63 - Tanque circular com 40% de nível modelado no Solidworks para o bitrem, unidade em mm



Fonte: print screen do software Solidworks.

A partir dos valores da Tabela 8, foi realizado o ajuste dos valores do momento de inércia para todos os ângulos entre 0° e 40° na função senoidal determinada como entrada do sistema.

Os momentos de inércia para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro foram obtidos do estudo feito por Melo (2004), na qual foram calculados com auxílio de software de CAD.

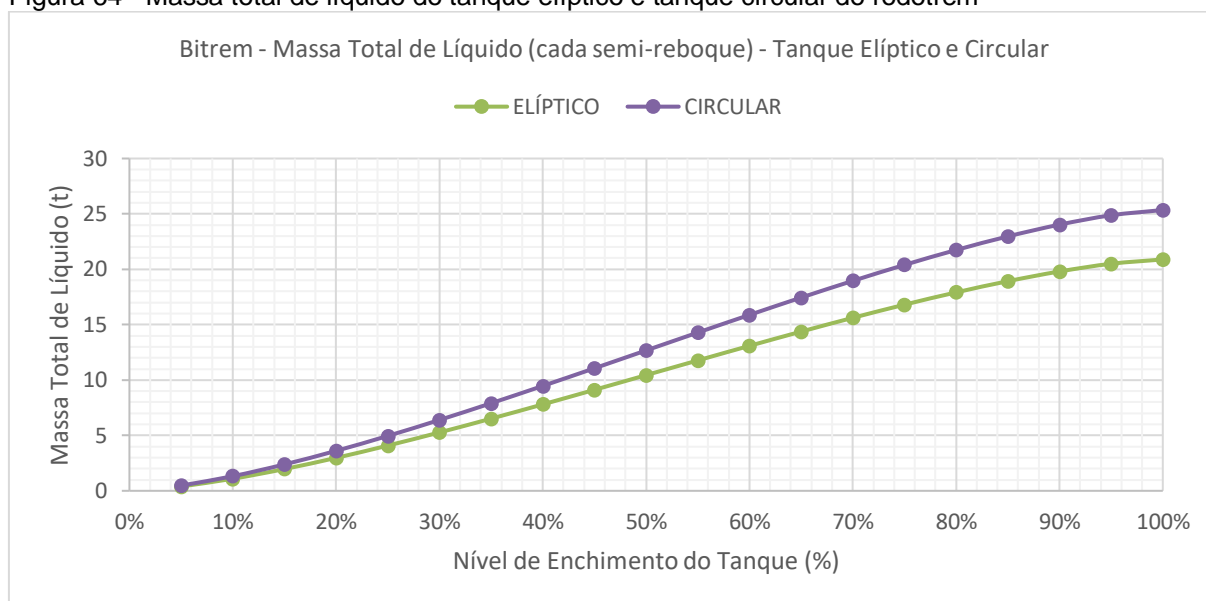
5.3 MASSA DE LÍQUIDO

A Tabela 9 apresenta os valores de massa total de líquido para os tanques elíptico e circular. Assim, foi plotado o gráfico da Figura 64 com a massa total variando em função do nível de enchimento do tanque para o modelo bitrem, em intervalos de 10%.

Tabela 9 - Massa total de líquido para o tanque elíptico e circular

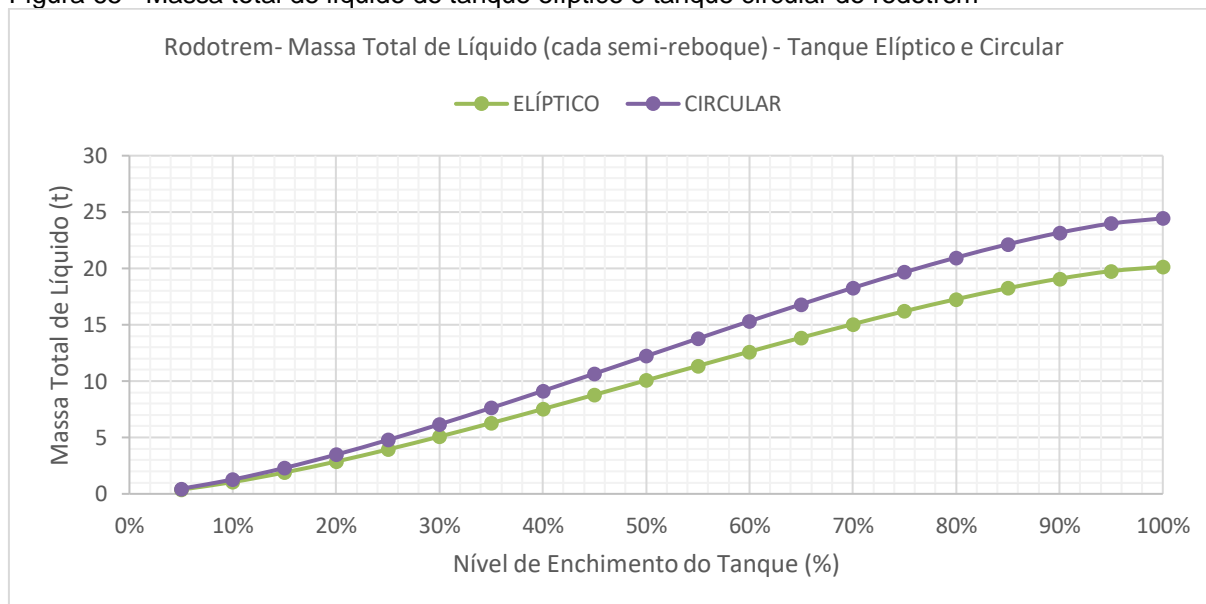
NÍVEL	MASSA TOTAL (KG)			
	ELÍPTICO		CIRCULAR	
	BITREM	RODOTREM	BITREM	RODOTREM
5%	390	376	474	457
10%	1087	1048	1319	1272
15%	1965	1894	2384	2299
20%	2974	2867	3609	3480
25%	4083	3937	4956	4778
30%	5270	5081	6396	6166
35%	6515	6281	7907	7623
40%	7802	7522	9469	9128
45%	9116	8789	11063	10666
50%	10444	10068	12674	12219
55%	11771	11348	14285	13772
60%	13085	12615	15880	15310
65%	14372	13856	17442	16816
70%	15617	15056	18953	18272
75%	16804	16200	20393	19661
80%	17913	17270	21740	20959
85%	18922	18243	22965	22140
90%	19800	19089	24030	23167
95%	20497	19761	24875	23982
100%	20887	20137	25349	24438

Figura 64 - Massa total de líquido do tanque elíptico e tanque circular do rodotrem



A Figura 65 apresenta a massa total variando em função do nível de enchimento do tanque para o modelo rodotrem, em intervalos de 10%.

Figura 65 - Massa total de líquido do tanque elíptico e tanque circular do rodotrem



É possível notar que, no formato elíptico, as curvas apresentam uma taxa de enchimento maior durante a faixa intermediária de enchimento do tanque. Além disso, o tanque circular apresenta uma capacidade maior de carga que o elíptico, sendo no modelo bitrem elíptico 20.887 kg, no rodotrem elíptico 20.137 kg contra 25.349 do bitrem circular e 24.438 kg do rodotrem circular.

Considerou-se que os veículos estão equipados com pneus Michelin XZA, cujos valores de Coeficiente de Curva (*Cornering Coefficient*) foram obtidos do livro “*Theory of Ground Vehicles*” – pag. 34, conforme Wong (1993). A Rigidez Torcional (*Cornering Stiffness*) de cada eixo foi obtida considerando-se a carga vertical atuando em cada pneu.

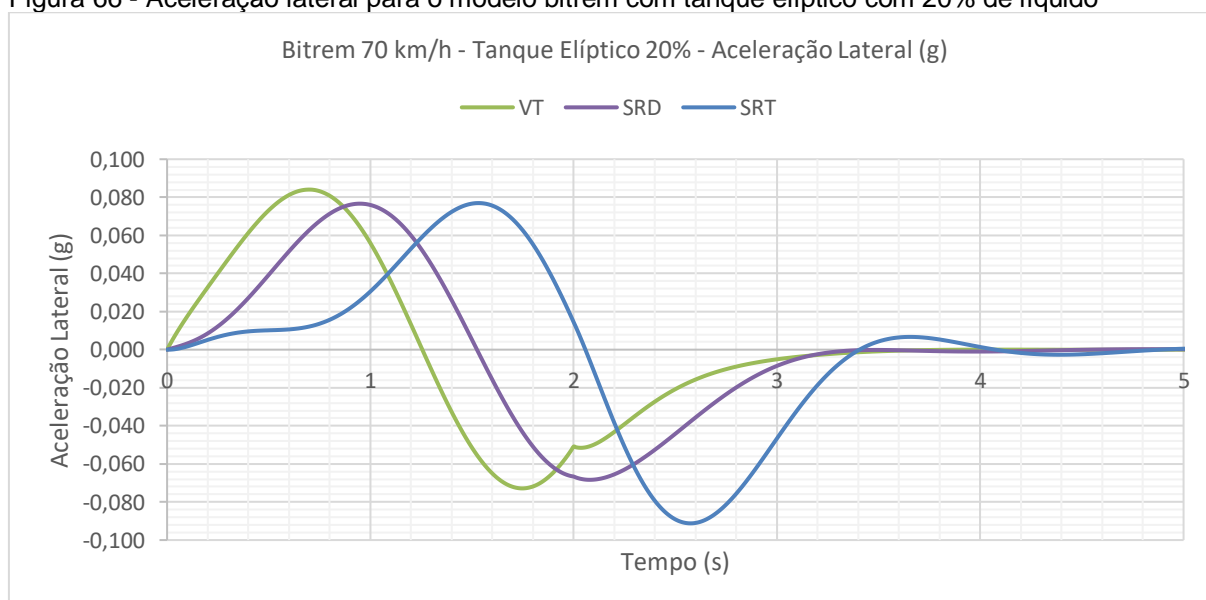
5.4 ACELERAÇÃO LATERAL

Finalmente, após encontrar as posições do centro de gravidade e o momento de inércia para cada ângulo da superfície e a massa de líquido para cada nível do tanque, foram feitas as simulações dos modelos matemáticos bitrem e rodotrem para obter as acelerações laterais de cada unidade.

Foram feitas simulações nas condições de ângulo de esterçamento como entrada do sistema em forma senoidal de 1° de amplitude aplicado entre 0 e 2 segundos.

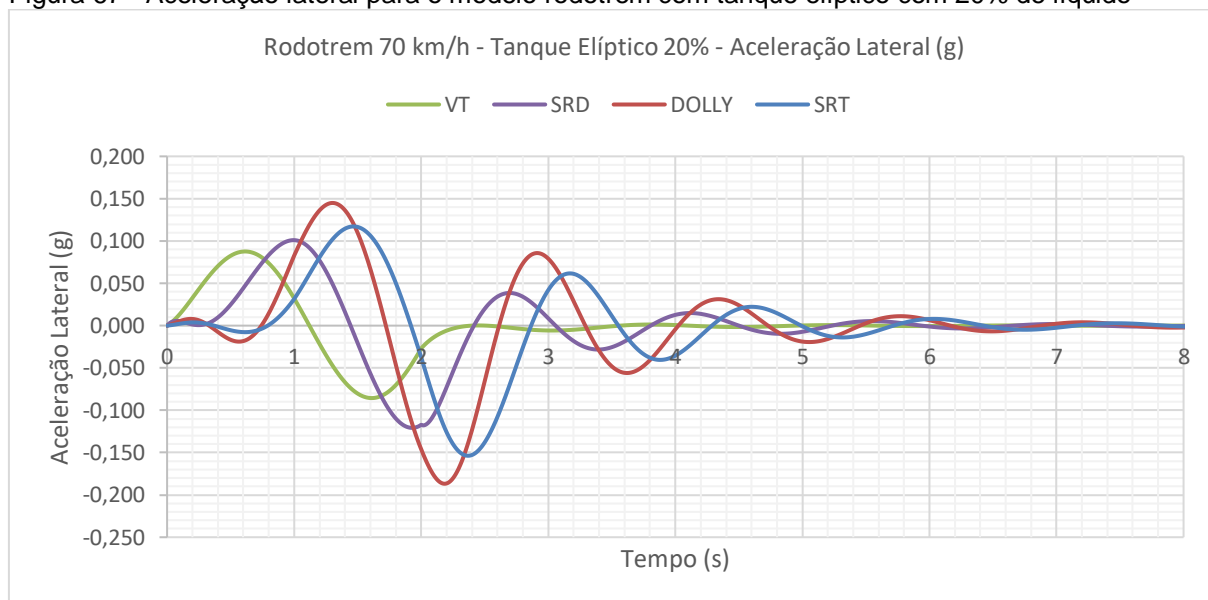
A Figura 66 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo bitrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato elíptico com 20% de líquido.

Figura 66 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque elíptico com 20% de líquido



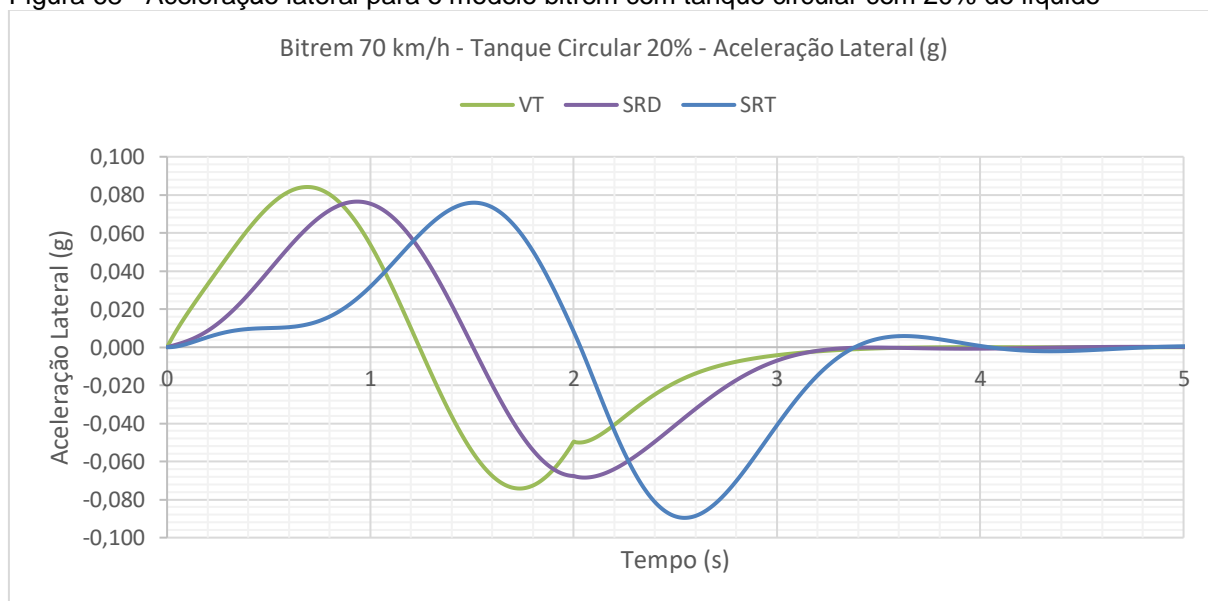
A Figura 67 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo rodotrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato elíptico com 20% de líquido.

Figura 67 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque elíptico com 20% de líquido



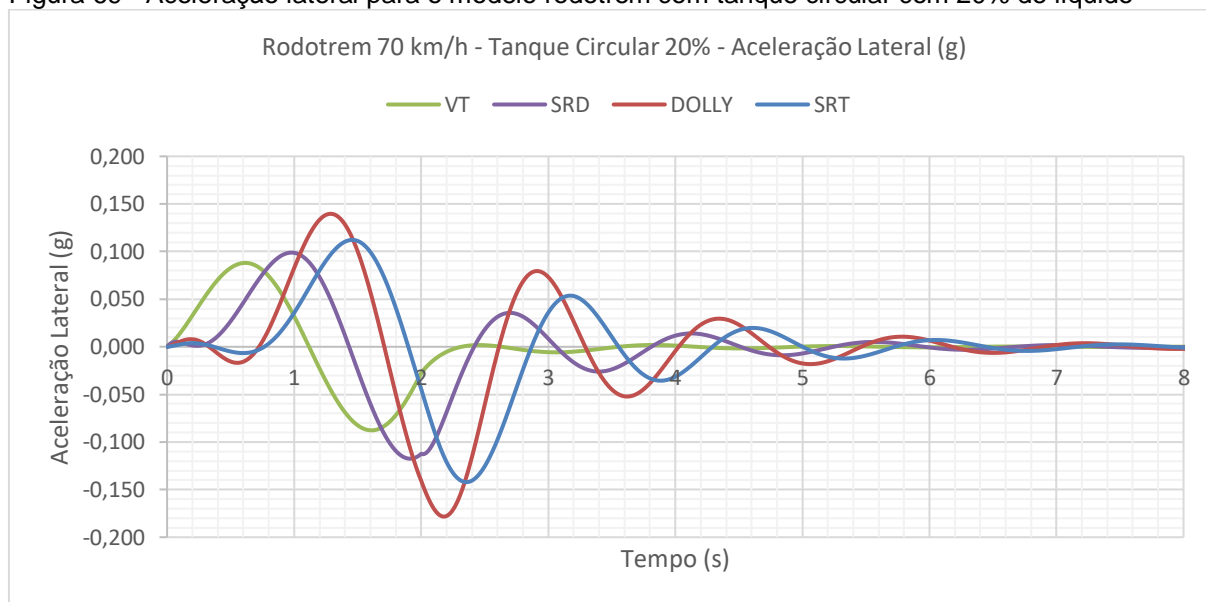
A Figura 68 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo bitrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato circular com 20% de líquido.

Figura 68 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque circular com 20% de líquido



A Figura 69 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo rodotrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato circular com 20% de líquido.

Figura 69 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque circular com 20% de líquido



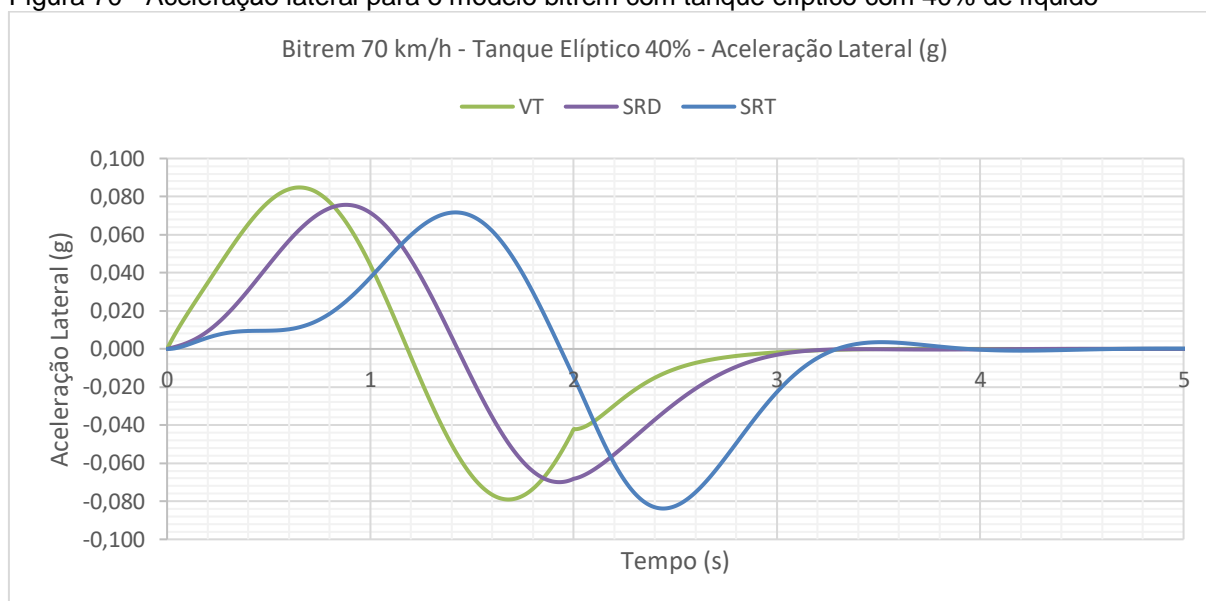
Sob a condição de 20% de enchimento, o bitrem alcançou uma amplificando máxima da aceleração lateral em relação à do veículo trator em 0,142g na condição com tanque elíptico e em em 0,142g na condição com tanque circular.

O conjunto rodotrem alcançou uma amplificando máxima da aceleração lateral em relação à do veículo trator em 0,203g na condição com tanque elíptico e em 0,197g na condição com tanque circular. A unidade dolly do veículo rodotrem demonstrou maior instabilidade em relação as demais unidades, alcançando 0,187 g.

Com estes valores, para tal condição e manobra, conclui-se que o veículo bitrem manteve-se mais estável que o veículo rodotrem. Assim como o tanque elíptico demonstrou maior amplificação da aceleração lateral que o tanque circular, porém, valores poucos expressivos de amplificação ocorreram entre os tanques.

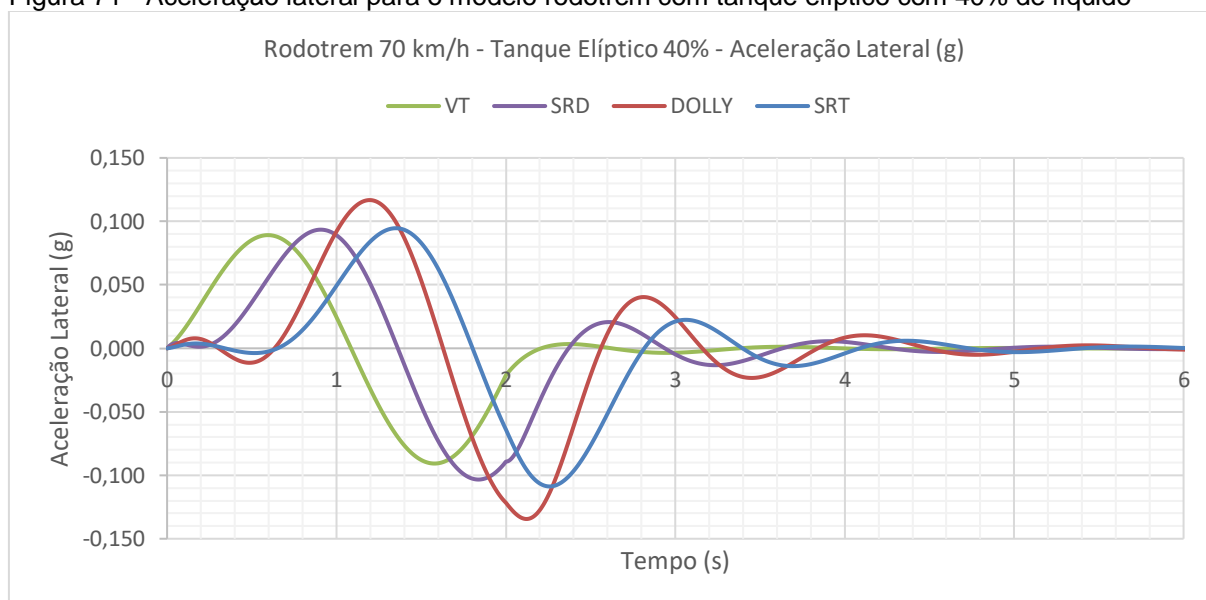
A Figura 70 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo bitrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato elíptico com 40% de líquido.

Figura 70 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque elíptico com 40% de líquido



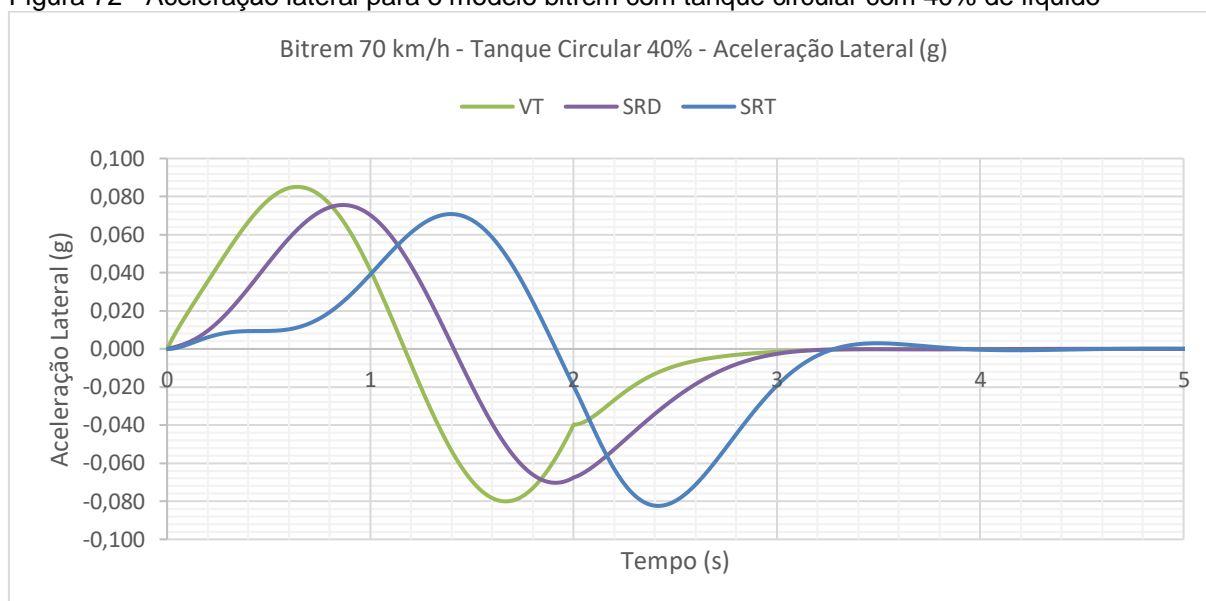
A Figura 71 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo rodotrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato elíptico com 40% de líquido.

Figura 71 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque elíptico com 40% de líquido



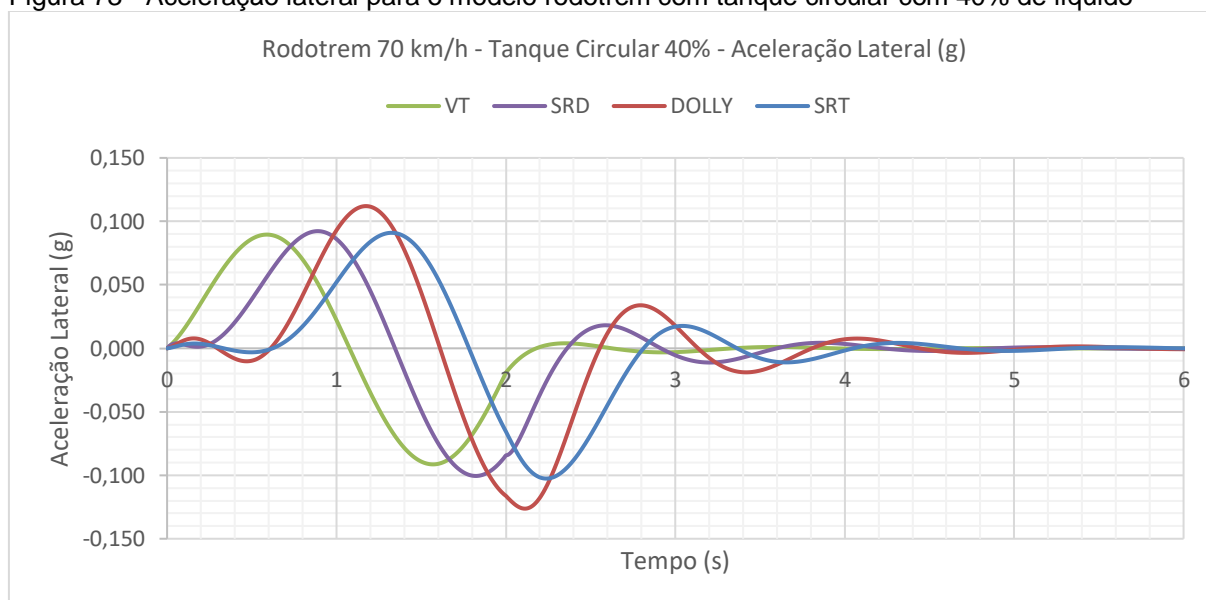
A Figura 72 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo bitrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato circular com 40% de líquido.

Figura 72 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque circular com 40% de líquido



A Figura 73 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo rodotrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato circular com 40% de líquido.

Figura 73 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque circular com 40% de líquido



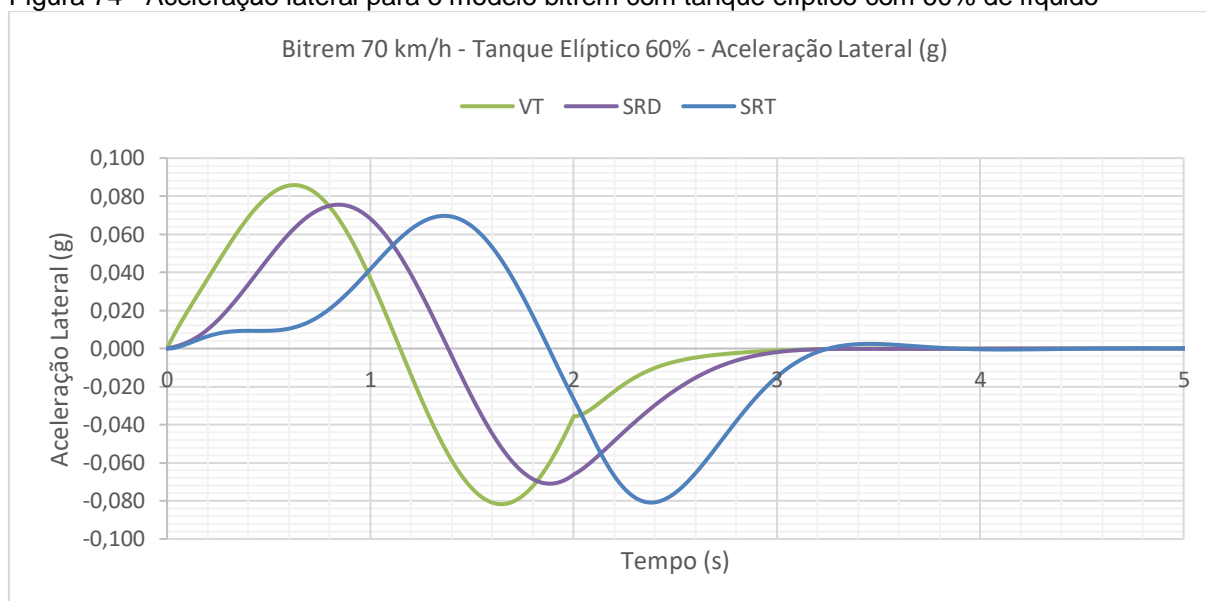
Sob a condição de 40% de enchimento, o bitrem alcançou uma amplificando máxima da aceleração lateral em relação à do veículo trator em 0,139g na condição com tanque elíptico e em em 0,139g na condição com tanque circular.

O conjunto rodotrem alcançou uma amplificação máxima da aceleração lateral em relação à do veículo trator em 0,173g na condição com tanque elíptico e em 0,168g na condição com tanque circular. A unidade dolly do veículo rodotrem demonstrou maior instabilidade em relação as demais unidades, alcançando 0,134 g.

Com estes valores, para tal condição e manobra, conclui-se que o veículo bitrem manteve-se mais estável que o veículo rodotrem. Assim como o tanque elíptico demonstrou maior amplificação da aceleração lateral que o tanque circular, porém, valores poucos expressivos de amplificação ocorreram entre os tanques.

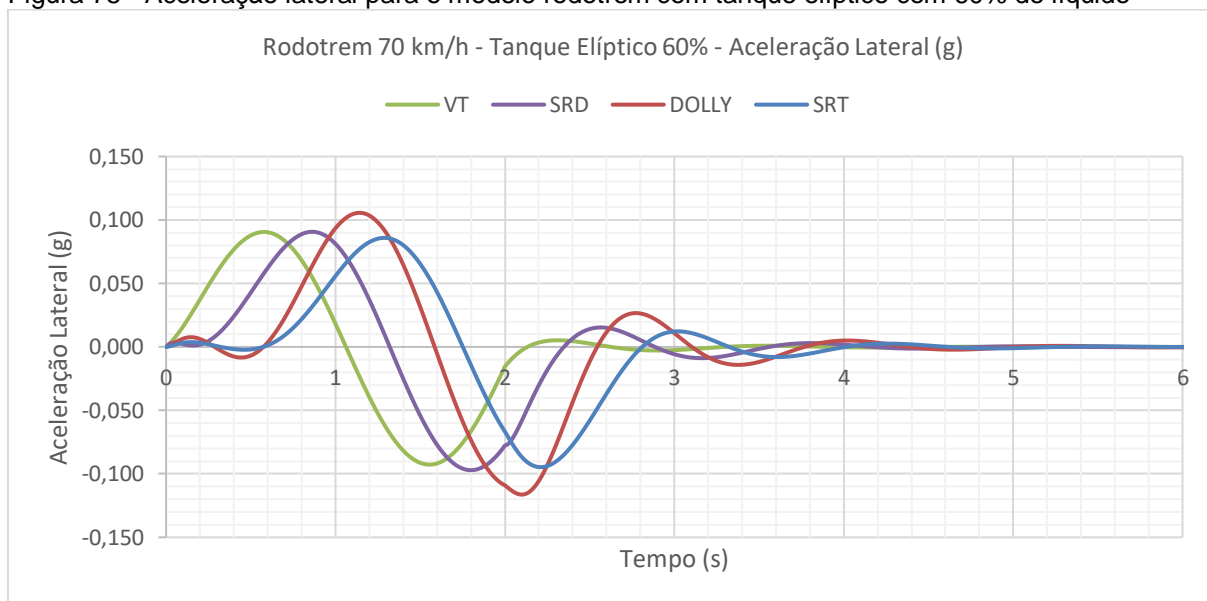
A Figura 74 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo bitrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato elíptico com 60% de líquido.

Figura 74 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque elíptico com 60% de líquido



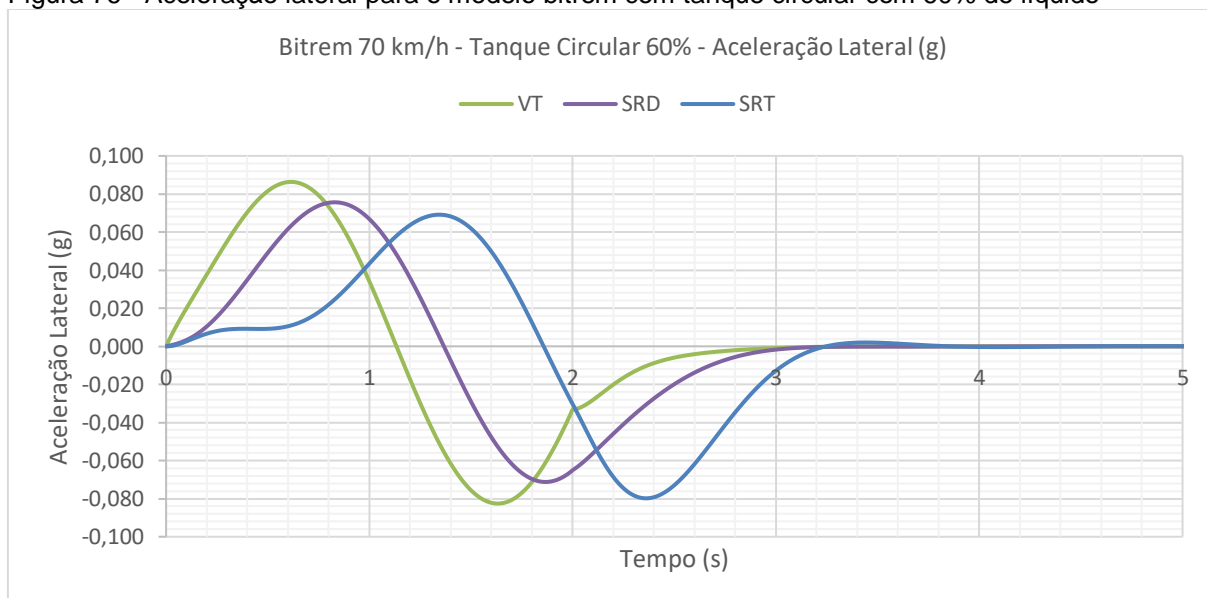
A Figura 75 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo rodotrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato elíptico com 60% de líquido.

Figura 75 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque elíptico com 60% de líquido



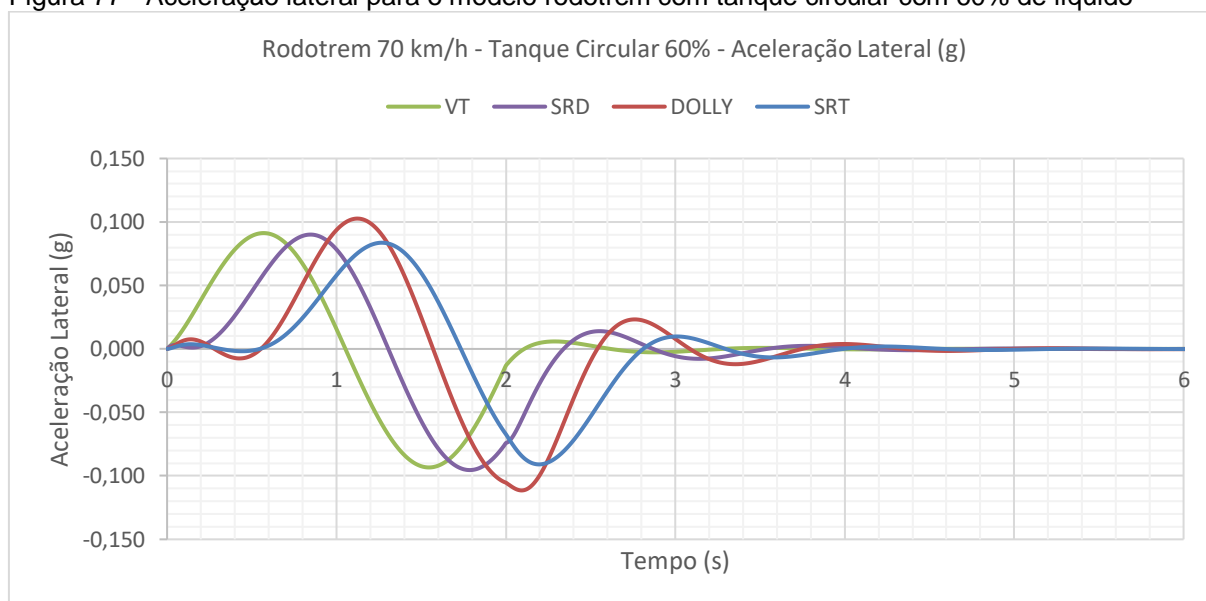
A Figura 76 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo bitrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato circular com 60% de líquido.

Figura 76 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque circular com 60% de líquido



A Figura 77 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo rodotrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato circular com 60% de líquido.

Figura 77 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque circular com 60% de líquido



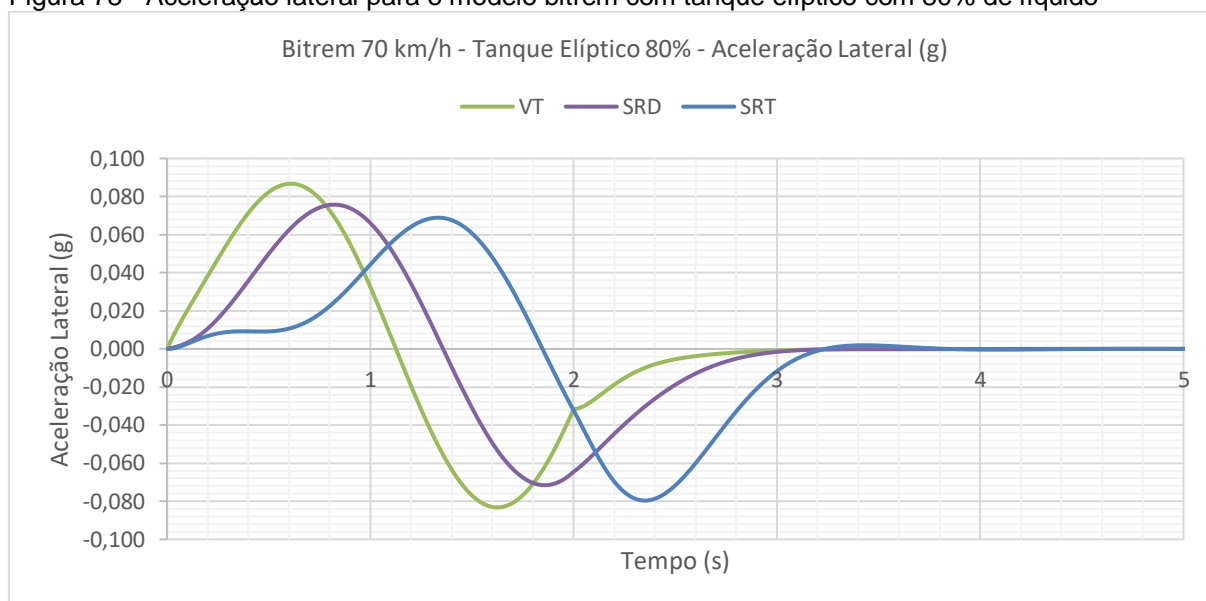
Sob a condição de 60% de enchimento, o bitrem alcançou uma amplificando máxima da aceleração lateral em relação à do veículo trator em 0,138g na condição com tanque elíptico e em em 0,138g na condição com tanque circular.

O conjunto rodotrem alcançou uma amplificando máxima da aceleração lateral em relação à do veículo trator em 0,162g na condição com tanque elíptico e em 0,159g na condição com tanque circular. A unidade dolly do veículo rodotrem demonstrou maior instabilidade em relação as demais unidades, alcançando 0,116g.

Com estes valores, para tal condição e manobra, conclui-se que o veículo bitrem manteve-se mais estável que o veículo rodotrem. Assim como o tanque elíptico demonstrou maior amplificação da aceleração lateral que o tanque circular, porém, valores poucos expressivos de amplificação ocorreram entre os tanques.

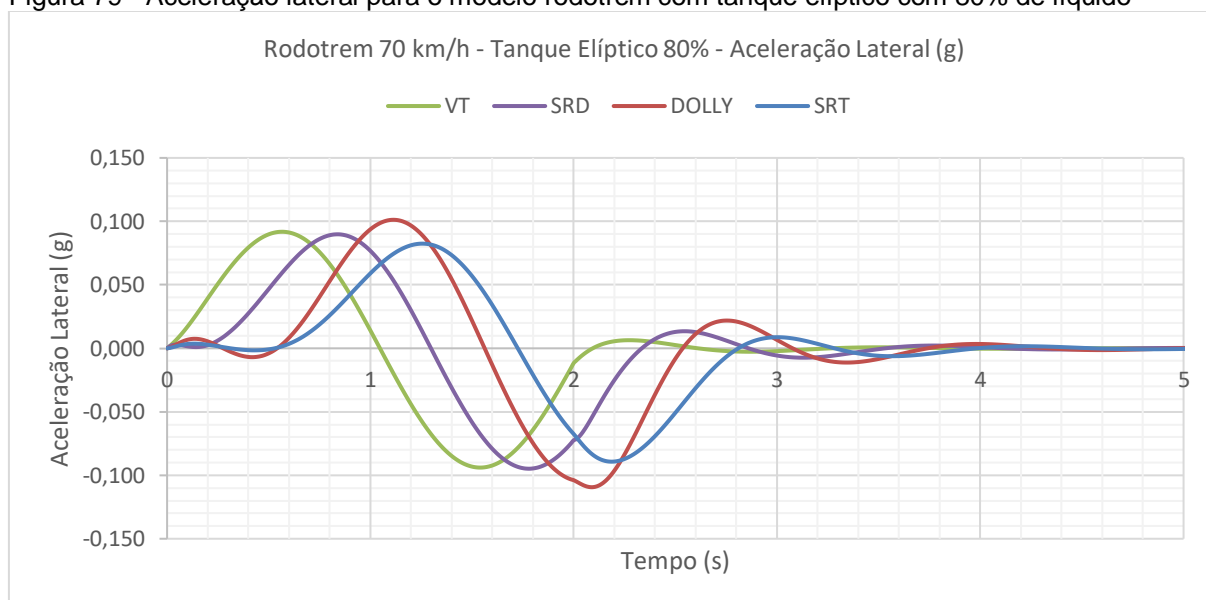
A Figura 78 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo bitrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato elíptico com 80% de líquido.

Figura 78 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque elíptico com 80% de líquido



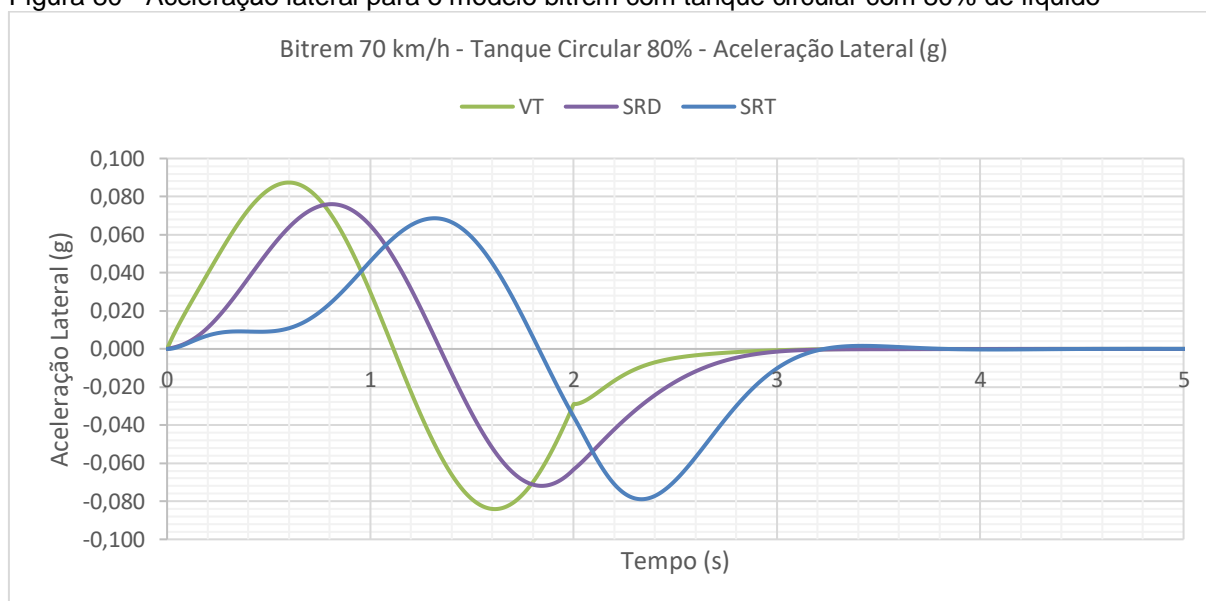
A Figura 79 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo rodotrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato elíptico com 80% de líquido.

Figura 79 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque elíptico com 80% de líquido



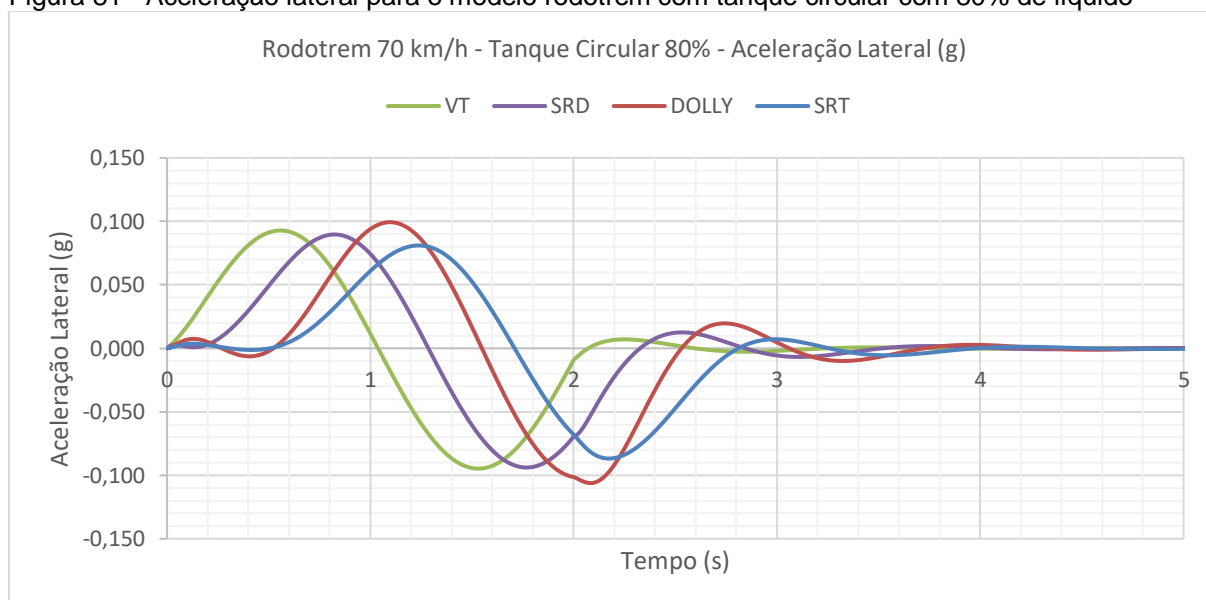
A Figura 80 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo bitrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato circular com 80% de líquido.

Figura 80 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque circular com 80% de líquido



A Figura 81 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo rodotrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato circular com 80% de líquido.

Figura 81 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque circular com 80% de líquido



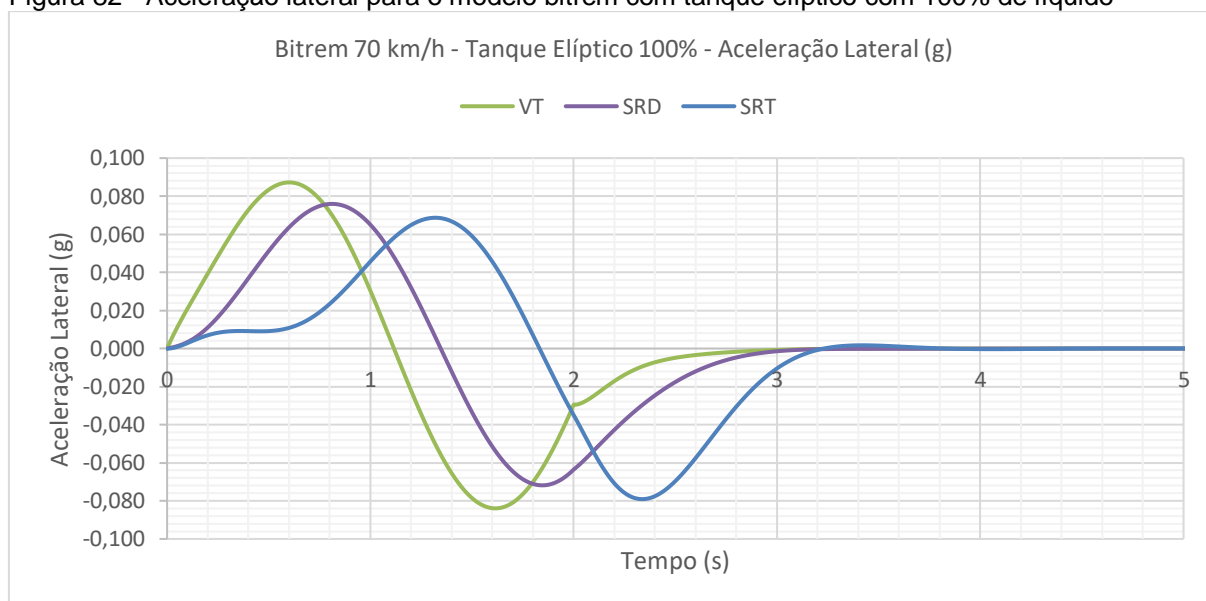
Sob a condição de 80% de enchimento, o bitrem alcançou uma amplificando máxima da aceleração lateral em relação à do veículo trator em 0,138g na condição com tanque elíptico e em em 0,138g na condição com tanque circular.

O conjunto rodotrem alcançou uma amplificação máxima da aceleração lateral em relação à do veículo trator em 0,158g na condição com tanque elíptico e em 0,157g na condição com tanque circular. A unidade dolly do veículo rodotrem demonstrou maior instabilidade em relação as demais unidades, alcançando 0,109 g.

Com estes valores, para tal condição e manobra, conclui-se que o veículo bitrem manteve-se mais estável que o veículo rodotrem. Assim como o tanque elíptico demonstrou maior amplificação da aceleração lateral que o tanque circular, porém, valores poucos expressivos de amplificação ocorreram entre os tanques.

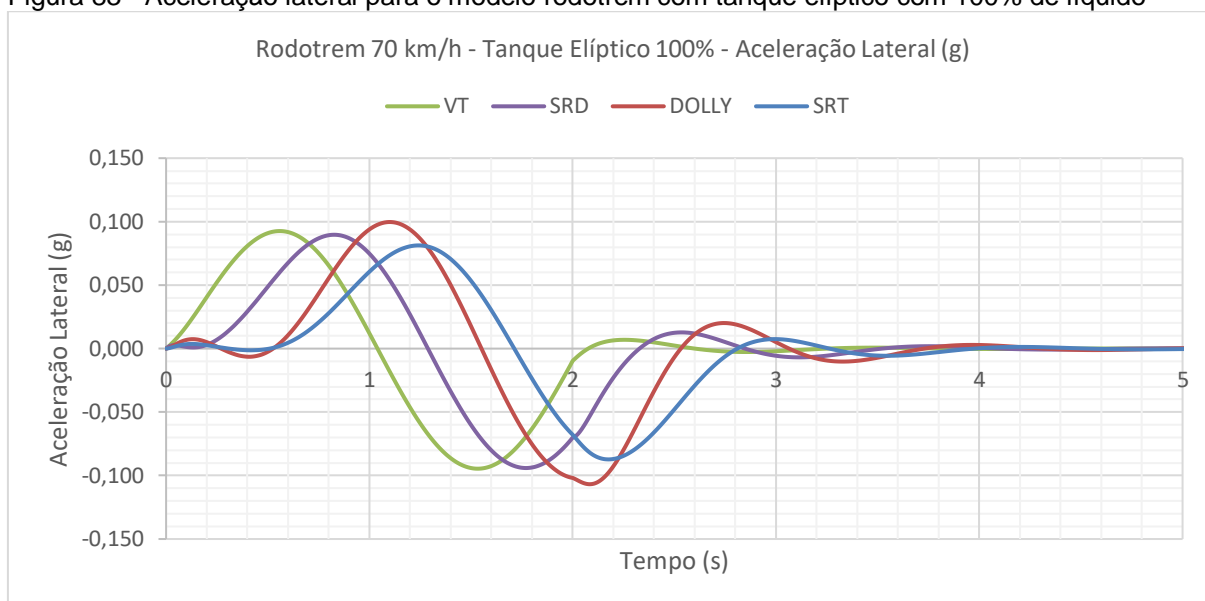
A Figura 82 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo bitrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato elíptico com 100% de líquido.

Figura 82 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque elíptico com 100% de líquido



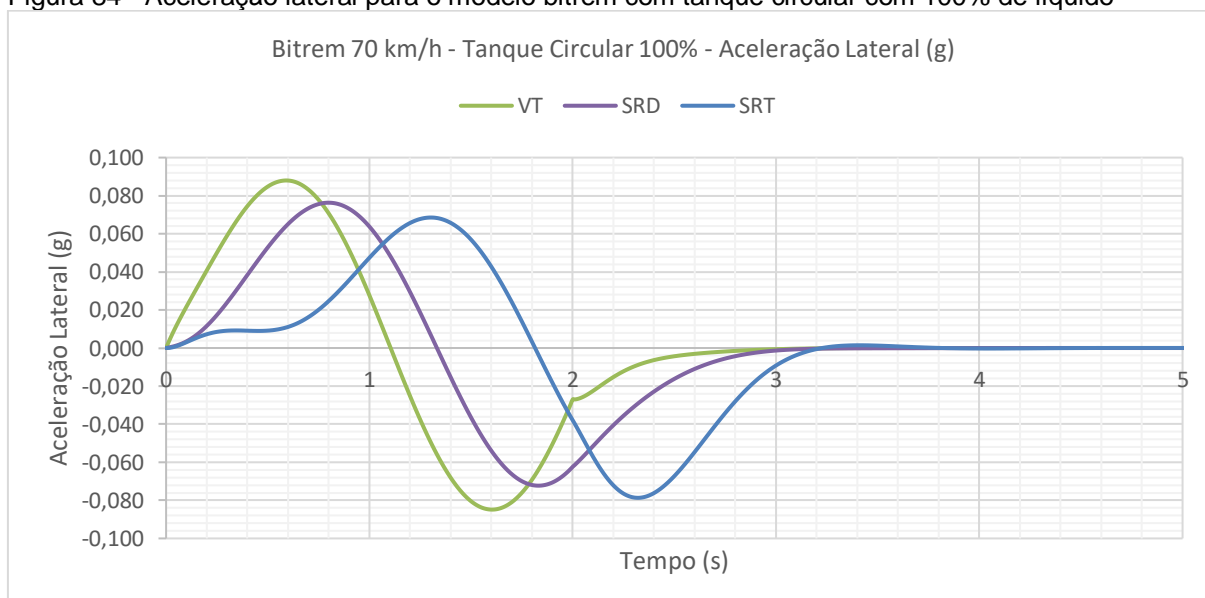
A Figura 83 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo rodotrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato elíptico com 100% de líquido.

Figura 83 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque elíptico com 100% de líquido



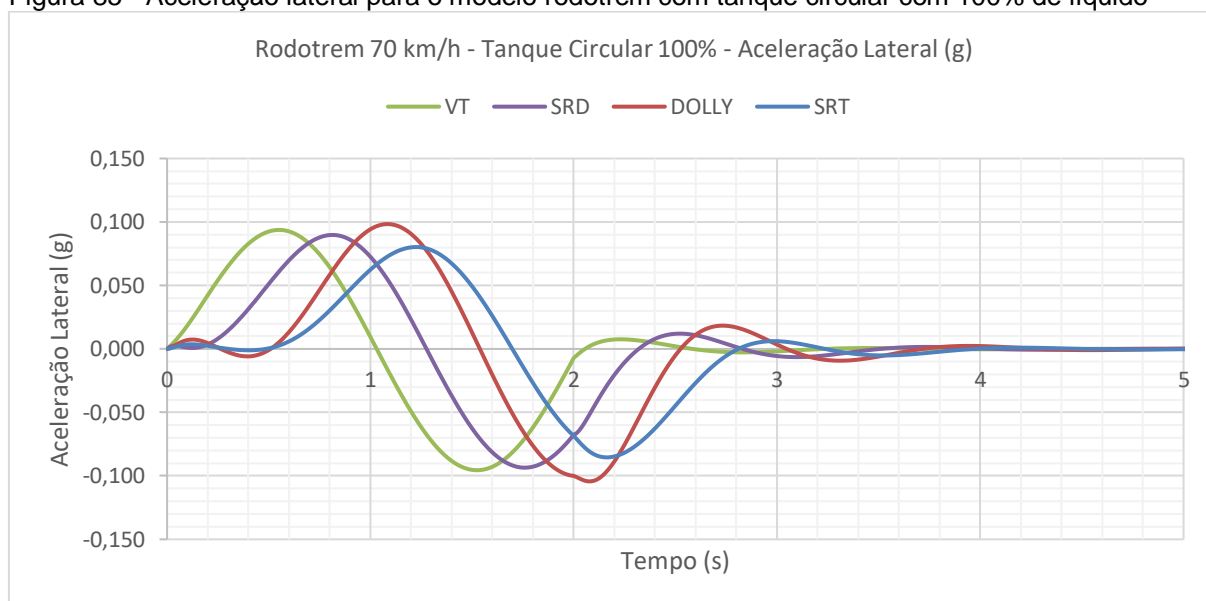
A Figura 84 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo bitrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato circular com 100% de líquido.

Figura 84 - Aceleração lateral para o modelo bitrem com tanque circular com 100% de líquido



A Figura 85 apresenta as curvas de aceleração lateral do modelo rodotrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato circular com 100% de líquido.

Figura 85 - Aceleração lateral para o modelo rodotrem com tanque circular com 100% de líquido



Sob a condição de 100% de enchimento, o bitrem alcançou uma amplificação máxima da aceleração lateral em relação à do veículo trator em 0,138g na condição com tanque elíptico e em em 0,138g na condição com tanque circular.

O conjunto rodotrem alcançou uma amplificação máxima da aceleração lateral em relação à do veículo trator em 0,157g na condição com tanque elíptico e em 0,156g na condição com tanque circular. A unidade dolly do veículo rodotrem demonstrou maior instabilidade em relação as demais unidades, alcançando 0,107g.

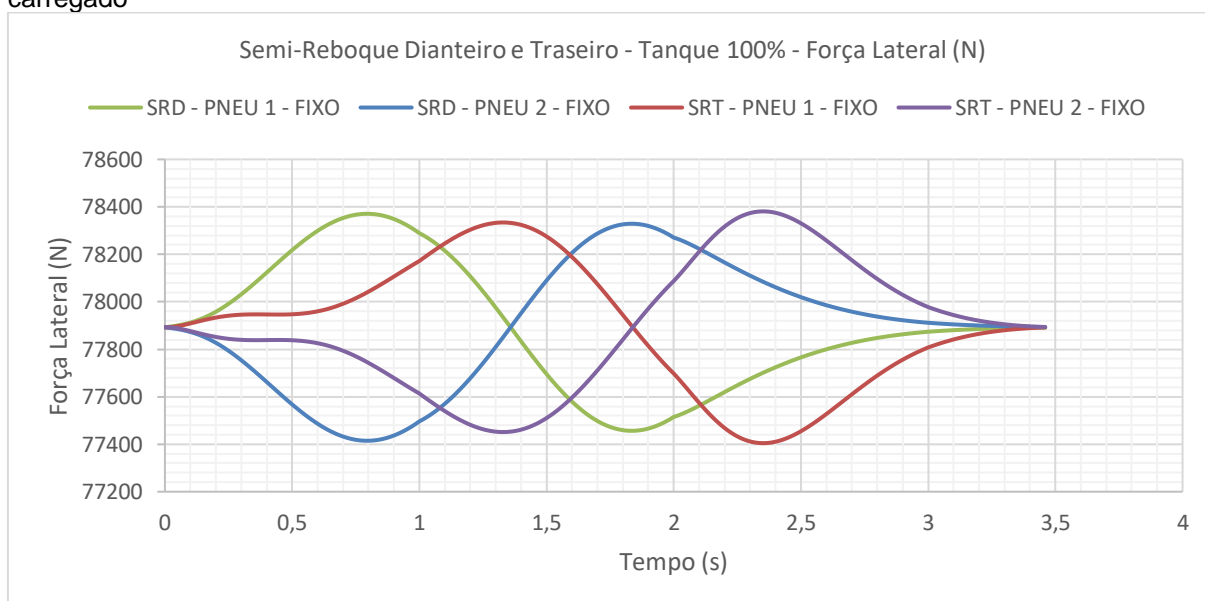
Com estes valores, para tal condição e manobra, conclui-se que o veículo bitrem manteve-se mais estável que o veículo rodotrem. Assim como o tanque elíptico demonstrou maior amplificação da aceleração lateral que o tanque circular, porém, valores poucos expressivos de amplificação ocorreram entre os tanques.

Ficou claro nos resultados que com o aumento do enchimento do tanque, as amplificações das acelerações laterais diminuí devido a menor quantidade de massa se movendo dentro do tanque. O mesmo ocorre comparando os modelos bitrem e rodotrem.

5.5 FORÇA NOS PNEUS

A Figura 86 apresenta as curvas do comportamento das forças atuando verticalmente nos pneus para os semi-reboques traseiro e dianteiro com o tanque 100% carregado. Neste caso, não existe deslocamento do centro de gravidade.

Figura 86 - Força verticais nos pneus dos semi-reboques dianteiro e traseiro com o tanque 100% carregado



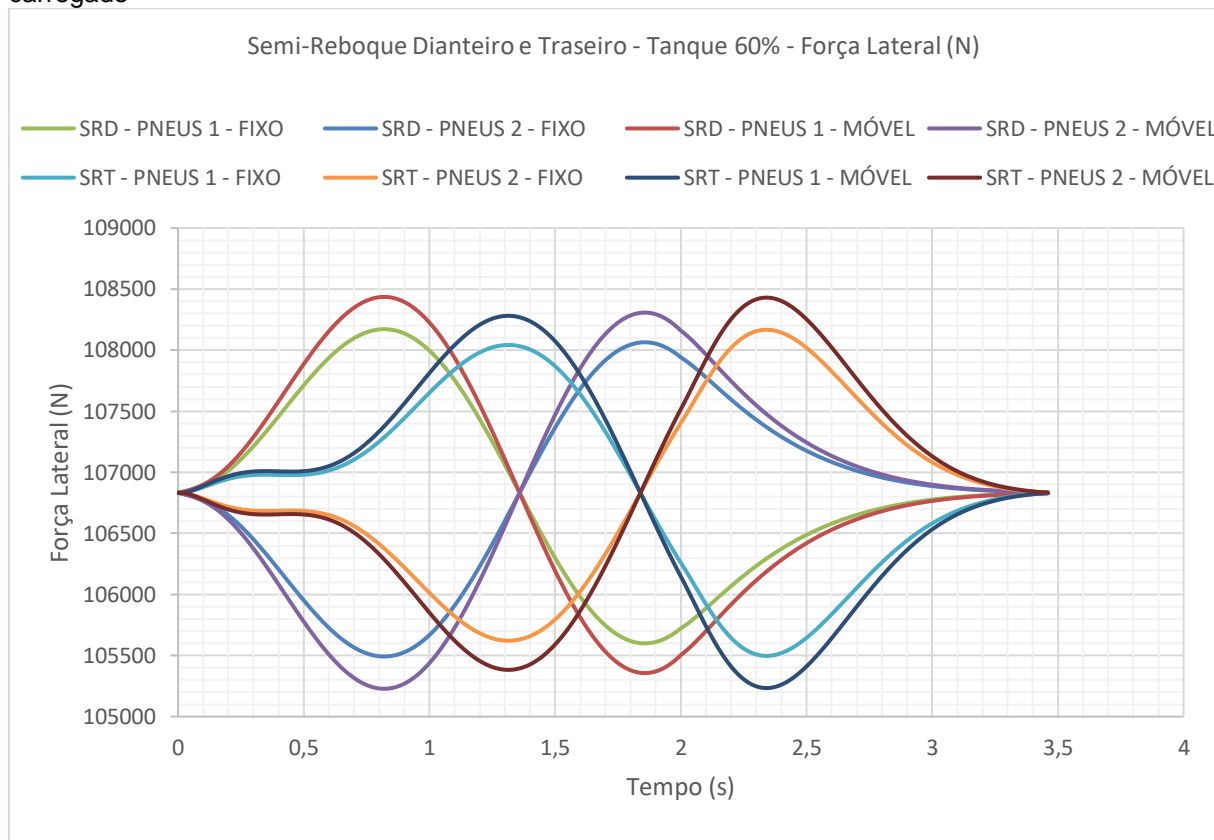
É possível notar o retardo da unidade traseira na entrada da manobra, assim como o comportamento oposto das forças dos pneus direito e esquerdo.

Houve uma diferença da força vertical de 956 N nos picos das curvas entre os pneus do semi-reboque dianteiro e de 976 N para o semi-reboque traseiro, sendo considerado um valor pequeno em relação a atuação máxima da força que é de 78.414 N

A análise do Efeito *Sloshing* foi feita com base no deslocamento das forças atuando verticalmente nos pneus para o tanque com enchimento de 60%, comparando a condição posição do centro de gravidade fixo e posição do centro de gravidade móvel.

A Figura 87 apresenta as curvas do comportamento das forças atuando verticalmente nos pneus para os semi-reboques traseiro e dianteiro.

Figura 87 - Força verticais nos pneus dos semi-reboques dianteiro e traseiro com o tanque 60% carregado



Para a condição fixa da posição do centro de gravidade, houve uma diferença da força vertical de 2.679 N nos picos das curvas entre os pneus para o semi-reboque dianteiro e de 2.7927 N para o semi-reboque traseiro.

Para a condição móvel da posição do centro de gravidade, houve uma diferença da força vertical de 3.208 N nos picos das curvas entre os pneus para o semi-reboque dianteiro e de 3.196 N para o semi-reboque traseiro.

Considerando a condição móvel como a situação real do problema, foi possível observar a atuação do Efeito *Sloshing* a partir da diferença entre as curvas na condição fixa e móvel da posição do centro de gravidade, sendo de aproximadamente 300 N.

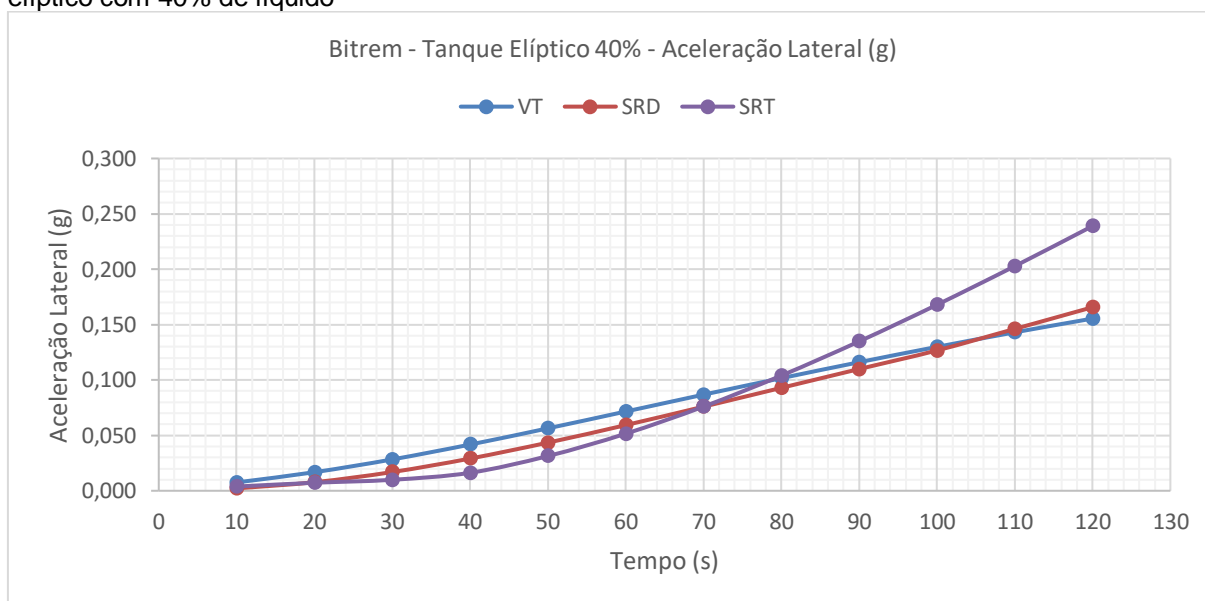
5.6 VELOCIDADE DO SISTEMA

Com o objetivo de avaliar o comportamento da aceleração lateral com a variação da velocidade, foram geradas as curvas da Figura 88, Figura 89, Figura 90 e Figura 91. Foram feitas variações na velocidade iniciando em 10 km/h e terminando em 120 km/h com incrementos de 10 km/h. Foram consideradas as acelerações

laterais máximas em valores absolutos encontradas em cada uma das unidades dos conjuntos.

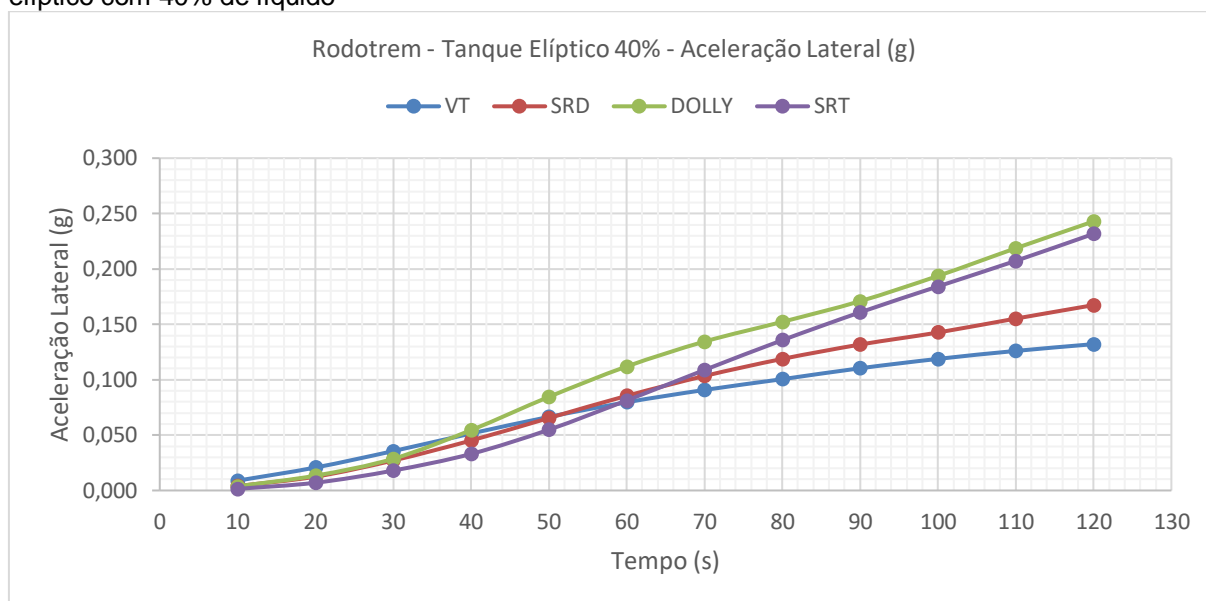
A Figura 88 apresenta as curvas de aceleração lateral em função da velocidade do modelo bitrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato elíptico com 40% de líquido.

Figura 88 - Aceleração lateral em função da variação da velocidade para o modelo bitrem com tanque elíptico com 40% de líquido



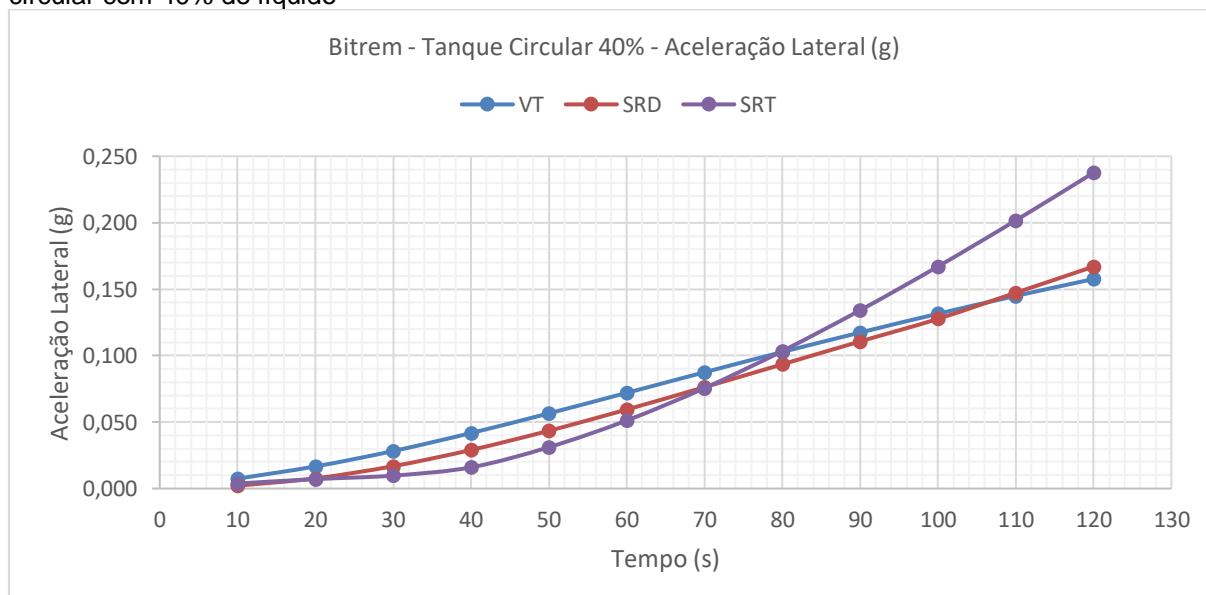
A Figura 89 apresenta as curvas de aceleração lateral em função da velocidade do modelo rodotrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato elíptico com 40% de líquido.

Figura 89 - Aceleração lateral em função da variação da velocidade para o modelo rodotrem com tanque elíptico com 40% de líquido



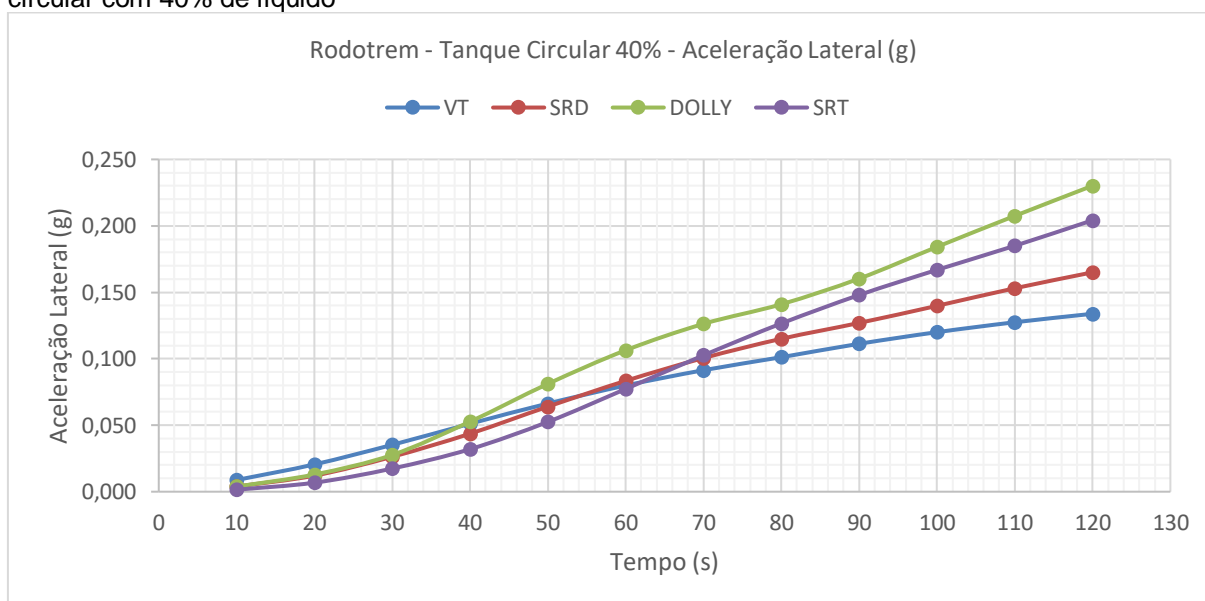
A Figura 90 apresenta as curvas de aceleração lateral em função da velocidade do modelo bitrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato circular com 40% de líquido.

Figura 90 - Aceleração lateral em função da variação da velocidade para o modelo bitrem com tanque circular com 40% de líquido



A Figura 91 apresenta as curvas de aceleração lateral em função da velocidade do modelo rodotrem para o veículo trator, semi-reboque dianteiro, dolly e semi-reboque traseiro equipado com tanque em formato circular com 40% de líquido.

Figura 91 - Aceleração lateral em função da variação da velocidade para o modelo rodotrem com tanque circular com 40% de líquido



Podemos evidenciar na Figura 88, Figura 89, Figura 90 e Figura 91 o Efeito da Amplificação Traseira ocorrendo com o aumento da velocidade entre as unidades. Em baixas velocidade as acelerações laterais demonstram comportamentos muito similares entre as unidades do veículo. Com o aumento da velocidade, o semi-reboque traseiro e dolly apresentam uma disparidade cada vez maior comparando com o veículo trator e o semi-reboque dianteiro.

6 CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

A partir das simulações e dos resultados gerados foi notório o efeito da Amplificação Traseira (aumento da aceleração lateral do dolly e do semi-reboque traseiro em relação as outras unidades do veículo), o aumento da aceleração lateral causada entre as unidades do veículo e o crescimento da aceleração lateral junto à velocidade. Em velocidades baixas, até 40 km/h, o efeito da Amplificação Traseira não ocorreu, mantendo o veículo estável e sem risco de tombamento. Aceito isto, prova-se a necessidade e a importância da realização de manobras em velocidades baixas.

O bitrem apresentou ampliações laterais menores comparados com o rodotrem. Isso ocorre pois o bitrem utiliza um segundo engate tipo B e o rodotrem uma unidade dolly, ou seja, uma segunda quinta roda torna o veículo bastante estável.

A conexão por meio do engate tipo B, entre os semi-reboques dianteiro e traseiro, elimina efetivamente um ponto de articulação e garante uma força de ação ao tombamento para ambos os semi-reboques, quando eles giram em sentidos opostos durante uma manobra de mudança de faixa.

O conjunto rodotrem, sob determinadas condições de carregamento e velocidade, pode apresentar maiores instabilidades, com oscilações mais prolongadas durante as manobras. Devido a maior instabilidade deste conjunto, é recomendável uma redução de sua velocidade máxima permitida para 60 km/h.

A inclusão da unidade dolly no veículo causa aumento da instabilidade do conjunto rodotrem e uma possível alterações no projeto do rodotrem como uma redução do comprimento de engate do dolly, poderia reduzir significativamente o resultado da Amplificação Traseira, melhorando assim a estabilidade das CVC rodotrem.

Os picos de aceleração lateral apareceram em condições menores de carga, 20%, 40% e 60%, comprovando que nestas condições de carregamento existe maior quantidade de massa líquida em movimento.

Nas simulações em que o veículo se encontrava em condições menores de carga, 20% e 40% de líquido, demorou mais para entrar em estabilização, isto ocorreu, devido o momento de inércia ser menor nestas condições de carregamento.

Foram obtidos bons resultados para as forças verticais atuantes nos pneus evidenciando assim o comportamento e a ação do Efeito *Sloshing* em veículos com tanques parcialmente cheios. Podemos concluir que existe a necessidade da

consideração do deslocamento da posição do centro de gravidade em estudos de caminhões tanque, pois podem influenciar no comportamento lateral do conjunto.

Comparando os resultados entre os modelos de tanque elíptico e circular, não se notou diferenças expressivas que possam influenciar a instabilidade do veículo.

Conclui-se que, tanto para o bitrem como para o rodotrem, estando 100% carregado e em sua velocidade máxima (120 km/h) não ocorreria o tombamento, pois a aceleração lateral máxima encontrada nas simulações foi de 0,24 g, comparando com o SRT de risco de tombamento estipulado por Mueller de 0,30 g.

A partir desta modelagem, é interessante um trabalho futuro para analisar os efeitos do líquido para outros formatos de tanque, como o quadrado, formato de gota e o semi-elíptico.

A metodologia adotada demonstrou respostas rápidas e bons valores mesmo sendo um modelo matemático simplificado. Porém, para trabalhos futuros recomenda-se o aprimoramento do modelo matemático considerando a transferência de carga longitudinal, efeitos das forças do sistema da suspensão e consideração da flexibilidade torcional do veículo.

REFERÊNCIAS

PADULA, Raphael. **Transportes - fundamentos e propostas para o Brasil**. 1ª edição. Brasília: Coronário, 2008. p. 27.

KEEDI, Samir. **ABC do comércio exterior: abrindo as primeiras páginas**. 2ª edição. São Paulo: Aduaneiras, 2004. p. 38.

VIEIRA, G. B. B. **Transporte Internacional de Cargas**. São Paulo: Aduaneiras, 2001.

RODRIGUES, Paulo Roberto Ambrósio. **Introdução aos Sistemas de Transporte no Brasil e à Logística Internacional**. São Paulo: Aduaneiras, 2004.

ACRITICA. **Governo e Rumos ALL criam Pacto pelo Desenvolvimento ferroviário**. Disponível em:
<<http://www.acritica.net/editorias/geral/governoerumosallcriampactopelodeenvolvimentoferroviario/150359/>>. Acesso em: 09 fev. 2017.

INTERPORTSLOGISTICA. **Modal Marítimo**. Disponível em:
<<http://www.interportslogistica.com.br/modal-maritimo/>>. Acesso em: 09 fev. 2017.

TODAMATERIA. **Transporte Dutoviário**. Disponível em:
<<https://www.todamateria.com.br/transporte-dutoviario/>>. Acesso em: 09 fev. 2017.

INTERPORTSLOGISTICA. **Modal Aéreo**. Disponível em:
<<http://www.interportslogistica.com.br/modal-aereo/>>. Acesso em: 09 fev. 2017.

AUTOSSEGREDOS. **Volvo lança série especial do caminhão FH para marcar 20 anos de Brasil**. Disponível em:
<<https://www.autossegredos.com.br/caminhoes-2/volvo/volvo-lanca-serie-especial-do-caminhao-fh-para-marcas-20-anos-de-brasil/>>. Acesso em: 09 fev. 2017.

CNT. **Boletim Estatístico Maio 2016**. Disponível em:
<<http://www.cnt.org.br/Boletim/boletim-estatistico-cnt>>. Acesso em: 15 jul. 2016.

ANTT. **RNTRC em números** Disponível em:
<http://appweb2.antt.gov.br/rntrc_numeros/rntrc_TransportadorFrotaVeiculo.asp>. Acesso em: 15 jul. 2016.

OLIVEIRA, Tiago. **Perfil das empresas de transporte rodoviário de cargas de Presidente Prudente-SP e a influência do Plano Real e da evolução do conceito de logística no segmento de transporte rodoviário de cargas no Brasil no período 1994-2002: uma abordagem sob a ótica da Teoria Schumpeteriana**, 2004.

CONTRAN. **Requisitos de segurança necessários à circulação de Combinações de Veículos de Carga - CVC.** Resolução N° 68 de 23 de setembro de 1998. Publicado no Diário Oficial da União de 28 de setembro de 1998.

CONTRAN. **Requisitos de segurança necessários à circulação de Combinações de Veículos de Carga - CVC.** Resolução N° 211 de 15 de dezembro de 2006. Publicado no Diário Oficial da União de 13 de novembro de 2006.

DNIT. **Limites legais.** Disponível em: <<http://www1.dnit.gov.br/Pesagem/qfv%20pdf.pdf>>. Acesso em: 15 jul. 2016.

BIASITANQUES. **Implementos Rodoviários.** Disponível em: <<http://www.biasitanques.com.br/implementos/detalhes/semirreboque-super-bitrem-tanque-autoportante-aluminio-72000-litros#prettyPhoto>>. Acesso em: 21 mar. 2017.

TANQUESSCHERRER. **Combustível - Veículos 4x2 / 6x2 / 6x4.** Disponível em: <<http://www.tanquesscherrer.com.br/ts/combustivel-veiculos-6x24x2/>>. Acesso em: 21 jun. 2017.

GERALDOJOSE. **Defesa civil de Juazeiro convoca proprietários de caminhões-pipas para renovação de contrato.** Disponível em: <http://www.geraldojose.com.br/index.php?sessao=noticia&cod_noticia=39237>. Acesso em: 21 jun. 2017.

GELGAS. **Produtos.** Disponível em: <<http://www.gelgas.com.br/eliptico.html>>. Acesso em: 21 jun. 2017.

CNT. **Boletim Acidentes Maio 2016.** Disponível em: <<http://www.cnt.org.br/Boletim/boletim-estatistico-cnt>>. Acesso em: 15 jul. 2016.

GESTAODEFROTAS. **Redução de Acidentes no Transporte de Cargas.** Disponível em: <<http://www.gestaodefrotas.com.br/Treinamentos/acidentes.pdf>>. Acesso em: 08 nov. 2013.

GLOBO. **Redução de Acidentes no Transporte de Cargas.** Disponível em: <<http://g1.globo.com/mato-grosso-do-sul/noticia/2013/08/carreta-carregada-com-etanol-tomba-pega-fogo-e-explode-em-ms.html>>. Acesso em: 15 jul. 2017.

BIASITANQUES. **Implementos Rodoviários.** Disponível em: <<http://www.biasitanques.com.br/implementos/detalhes/bitrem-tanque-inox-isot-rmico-02-eixos#prettyPhoto>>. Acesso em: 21 mar. 2017.

BIASITANQUES. **Implementos Rodoviários.** Disponível em: <<http://www.biasitanques.com.br/implementos/detalhes/rodotrem-tanque-inox-isot-rmico-02-eixos>>. Acesso em: 21 mar. 2017.

- TERNZ. **SRT Calculator User Guide**. New Zealand: Ternz, 2006. p. 3-7.
- WINKLER, C.B. ERVIN, R.D. **Rollover of Heavy Commercial Vehicles**. Ann Arbor, 1999. p. 2.
- TSVCONSULTING. **Static Rollover Threshold (SRT) Certification**. Disponível em: <<http://www.tsvconsulting.co.nz/heavy-vehicle-certification-nzta/static-rollover-threshold-srt-certification.html>>. Acesso em: 15 jul. 2017.
- MUELLER, T.H. DE PONT, J.J. BAAS, P.H. **Heavy Vehicle Stability Versus Crash Rates**. New Zealand: Ternz, 1999. p. 4.
- VLK, F. Lateral Dynamics of Commercial Vehicle Combinations - A Literature Survey. **Vehicle System Dynamics**, v.11, p.305-324, 1982.
- DUGOFF, H. MURPHY, R. W. **The Dynamic Performance of Articulated Highway Vehicles - A Review of the State-of-the-Art**. SAE paper 710223, 1971.
- SALEM M. I. **Rollover Stability of Partially Filled Heavy-Duty Elliptical Tankers Using Trammel Pendulums to Simulate Fluid Sloshing**. 2000.
- VIEIRA, J. L. M. **Estudo de dirigibilidade de veículos longos combinados**. 2010.
- JINDRA, F. **Tractor and Semi-Trailer handling**. v.52, p.438-446, 1963.
- ELLIS, J. R. **The Dynamics of Vehicles During Braking**. 1963.
- ELLIS, J. R. **The Ride and Handling of Semi-Trailer Articulated Vehicles**. v.56, p.523-529, 1966
- JINDRA, F. **Handling Characteristics of Tractor-Trailer Combinations**. SAE Paper 650720, 1965.
- X.-L. Zheng, X.-S. Li, Y.-Y. Ren, Y.-N. Wang, Z.-Q. Cheng. **Equivalent mechanical model for lateral liquid sloshing in partially filled tank vehicles**. v. 2013, Article ID 659873, p.15 , 2012.
- GUTIÉRREZ, J.C.H. **Estudo do Desempenho da Frenagem e do Controle da Velocidade de Descida em Declive Longo e Acentuado no Trecho da Serra do Mar da Rodovia dos Imigrantes de Veículos Comerciais Representativos da Frota Nacional**. Tese (Pós-Doutorado). São Carlos, 2005.
- VARGAS, Vinícius A. **Efeito da flexibilidade estrutural em simulações de dinâmica lateral de veículos de transporte de cargas**. 2011.
- MELO, Rubem P. **Avaliação da estabilidade lateral em conjuntos de veículos de carga**. 2004.
- WONG, J.Y. **Theory of Ground Vehicles**. Ottawa-Canada: Wiley-Interscience Publication, 1993.

MATEMATICASVISUALES. **Dibujando elipses: Elipsógrafo**. Disponível em:

<<http://www.matematicasvisuales.com/html/geometria/elipses/Trammel.html>>. Acesso em: 15 jul. 2017.

MAZDA. **Skyactiv-Vehicle Dynamics**. Disponível em:

<<http://www.mazda.com/en/innovation/technology/skyactiv/skyactiv-vehicle/>>. Acesso em: 09 fev. 2017.

GILLESPIE, T.D. (1992). **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, 1992. Society of Automotive Engineers, Inc.

ERVIN, R. D.; NISONGER, R. L.; MALLIKARJUNARAO, C.; GILLESPIE, T. D.. **The yaw stability of tractor-semitrailers during cornering**. UM-HSRI-79-21-1. Transportation Research Institute. The University of Michigan. Michigan. 1979. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/2027.42/534>>. Acesso em: 15 set. 2016.

ESMAILZADEH, E.. Sloshing of Liquids in Circular Canals and Spherical Tanks. **Commercial Vehicles and Highway Dynamics – SAE International SP-1201**. Warrendale, p.39-55, 1996

BUDIANSKY, B.. Direction Performance and Yaw Stability of Articulated Combination Trucks. **Journal of the Aero/Space Sciences**. V 27, p.161-173, 1960

APÊNDICE A – PROPRIEDADES DAS CVCS

Propriedade	Bitrem	Rodotrem
a_{11}	1,813 <i>m</i>	1,813 <i>m</i>
b_{11}	1,368 <i>m</i>	1,368 <i>m</i>
a_{22}	2,738 <i>m</i>	2,738 <i>m</i>
h	1,743 <i>m</i>	1,743 <i>m</i>
c_1	2,697 <i>m</i>	3,243 <i>m</i>
L_{11}	5,955 <i>m</i>	3,799 <i>m</i>
L_{12}	7,205 <i>m</i>	5,049 <i>m</i>
s_1	7,100 <i>m</i>	5,835 <i>m</i>
c_2	3,101 <i>m</i>	2,500 <i>m</i>
h_2	–	2,550 <i>m</i>
L_{21}	3,735	2,354 <i>m</i>
L_{22}	4,985 <i>m</i>	3,604 <i>m</i>
c_3	–	3,243 <i>m</i>
L_{31}	–	3,799 <i>m</i>
L_{32}	–	5,049 <i>m</i>
I_{vt}	50.796 <i>kg.m</i>	52.419 <i>kg.m</i>
I_{sd}	18.280 <i>kg.m</i>	23.489 <i>kg.m</i>
I_{st}	18.280 <i>kg.m</i>	23.489 <i>kg.m</i>
I_{dl}	–	3.713 <i>kg.m</i>

APÊNDICE B – PROPRIEDADES DOS TANQUES

Propriedade	Bitrem		Rodotrem	
	Elíptico	Circular	Elíptico	Circular
<i>a</i>	2,360 <i>m</i>	2,134 <i>m</i>	2,360 <i>m</i>	2,134 <i>m</i>
<i>b</i>	1,690 <i>m</i>	2,134 <i>m</i>	1,690 <i>m</i>	2,134 <i>m</i>
<i>L</i>	7,100 <i>m</i>	7,100 <i>m</i>	6,845 <i>m</i>	6,845 <i>m</i>