UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

ESTUDO DE DIRIGIBILIDADE DE VEÍCULOS
LONGOS COMBINADOS

JANUÁRIO LEAL DE MORAES VIEIRA

Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

São Carlos

2010

JANUÁRIO LEAL DE MORAES VIEIRA

**ESTUDO DE DIRIGIBILIDADE DE VEÍCULOS
LONGOS COMBINADOS**

Dissertação apresentada à Escola de
Engenharia de São Carlos, como parte
dos requisitos para obtenção do Título
de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

São Carlos

2010

Dedicatória

À Camilla, minha esposa e eterna companheira; aos meus pais, Angela e Cristovam;
às minhas irmãs, Joana e Carolina e minha sobrinha, Sofia

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Álvaro Costa Neto por ter me oferecido a oportunidade de realizar este trabalho, sempre me apoiado durante toda esta jornada e pela sua amizade. Valeu Doc!

Ao Prof. MSc. José Laurênio Accioly, da Universidade Federal de Pernambuco, pelos seus ensinamentos da época de graduação, por me fazer acreditar que seria possível enfrentar este desafio e pela sua dedicação e amizade.

Ao CNPq pela bolsa de estudos concedida durante a realização deste trabalho.

À tia Sonia - minha segunda mãe, tio André e meus primos-irmãos André e Iza e Nina, minha sobrinha danada, pelo apoio, confiança e amor sempre constantes.

Às amigas que deixei em Pernambuco, que mesmo distantes estiveram sempre presentes com incentivo e força, em especial a Danielle Wanderley, Jorge Antônio Chaves, Myrna Loreto, Ana Virginia Abreu, Felipe Alexandre Sobral e Carolina Sobral, Marcelo Machado, Luiz Antonio Chaves e Carolina Cahu, Claudemiro de Lima e Regina Aguiar, Bruno Borges e Thalita Maia.

Aos amigos do projeto baja, responsáveis por boa parte da inspiração e motivação para enfrentar este desafio, em especial aos colegas de equipe Augusto André Lima, Carlos Wanderson, Elson Alves, João Marcelo Queiroz, André Pinheiro da Costa, Diogo Correia, Helder Cabral, Ivson Melo, Jean Yure Fonseca e Rogério Tiné.

Aos colegas da pós-graduação pela amizade, incentivo e colaboração, em especial ao Denilson Grando, Juliana Lopes e Tatiane Godoy.

Às amigas conquistadas em São Carlos, especialmente a Adriana Takeuchi e Marcel Cerri, Rafael e Priscila Taboada, Sérgio e Helen Wolf, Fábio Kanizawa, Everson Alves, Murilo Junqueira e Lívia Ferraz, Guilherme Sipahi e Lais Calixto, Vanessa Chiconeli.

Aos professores e funcionários da EESC, especialmente da pós-graduação e do Laboratório da Dinâmica.

A Deus, por sua presença silenciosa e constante e por tudo que encontrei durante este “bom combate”.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Transporte de cargas no Brasil.....	2
Figura 2: Ciclo de desenvolvimento do produto.	3
Figura 3: Alocação das atividades de simulação no ciclo de desenvolvimento do produto.	4
Figura 4: Modos de Instabilidade comuns aos veículos articulados.	8
Figura 5: Sistema de coordenadas para o veículo conforme SAE.....	19
Figura 6: Geometria de um veículo em curva de baixa velocidade	22
Figura 7: Vista superior de um cavalo/semi-reboque em curva.....	23
Figura 8: Representação de três-rodas de um cavalo / semi-reboque utilizando modelo da bicicleta	24
Figura 9: Ganho do ângulo de articulação versus a velocidade ($K>0, K_T>0$).....	26
Figura 10: Ganho do ângulo de articulação versus a velocidade ($K>0, K_T<0$).....	27
Figura 11: Ganho do ângulo de articulação versus a velocidade ($K<0, K_T>0$).....	28
Figura 12: Ganho do ângulo de articulação versus a velocidade ($K<0, K_T<0$).....	29
Figura 13: Ganho do ângulo de articulação versus a velocidade ($K<0, K_T<0$).....	29
Figura 14: Principais dimensões de um modelo da bicicleta para um cavalo/semi-reboque.....	32
Figura 15: Grandezas de entrada/saída para o pneu (a superfície do pavimento é considerada plana).....	35
Figura 16: Quatro categorias de possíveis tipos de abordagens para desenvolver um modelo matemático de pneu.....	36
Figura 17: Sistema de suspensão dianteiro do cavalo mecânico - Eixo, montantes de roda, amortecedores telescópicos e barras de direção.	40
Figura 18: Procedimento de modelagem de feixes de molas no MSC.Adams	41
Figura 19: Feixe de molas dianteiro na posição não deformada no MSC.Adams/View	42
Figura 20: Feixe de molas dianteiro na posição com pré-tensão no MSC.Adams/View	42
Figura 21: Curva Força versus deslocamento para o feixe de molas dianteiras com a aplicação da carga no MSC.Adams/View	43
Figura 22: Curva Força versus deslocamento para as buchas de ligação do feixe de molas dianteiro	43
Figura 23: Curva Torque versus deslocamento angular para as buchas de ligação do feixe de molas dianteiro	44
Figura 24: Curva Força versus velocidade para os amortecedores dianteiros.....	44
Figura 25: Barra estabilizadora da suspensão dianteira do cavalo mecânico	45

Figura 26: Suspensão traseira - Conjunto do eixo anterior - Eixo traseiro anterior, amortecedores telescópicos, tirantes longitudinais anteriores e tirante oblíquo anterior	46
Figura 27: Suspensão traseira - Conjunto do eixo posterior - Eixo traseiro posterior, amortecedores telescópicos, tirantes longitudinais posteriores e tirante oblíquo posterior.....	46
Figura 28: Conjunto da suspensão traseira do cavalo mecânico	48
Figura 29: Detalhe da suspensão traseira - buchas bipartidas (conexão do feixe de molas com o quadro).....	49
Figura 30: Curva Força versus deslocamento das buchas bipartidas do feixe de molas traseiro	49
Figura 31: Curva Torque versus deslocamento angular das buchas bipartidas do feixe de molas traseiro	50
Figura 32: Curva Força versus deslocamento das buchas dos tirantes longitudinais da suspensão traseira	51
Figura 33: Curva Torque versus deslocamento angular das buchas dos tirantes longitudinais da suspensão traseira	51
Figura 34: Curva Força versus deslocamento das buchas dos tirantes oblíquos da suspensão traseira	52
Figura 35: Curva Torque versus deslocamento angular das buchas dos tirantes oblíquos da suspensão traseira.....	52
Figura 36: Curva Força versus velocidade para os amortecedores traseiros	53
Figura 37: Modelo do sistema de direção do veículo.....	54
Figura 38: Modelo do conjunto pneus/rodas dianteiro do cavalo mecânico	55
Figura 39: Modelo do conjunto pneus/rodas traseiros, anterior e posterior, do cavalo mecânico.....	56
Figura 40: Modelo flexível do quadro do cavalo mecânico em ambiente multicorpos	57
Figura 41: Modelo da quinta roda em ambiente multicorpos – Detalhe da ligação da quinta-rodas com o quadro	58
Figura 42: Modelo do sistema de suspensão dianteira da cabina	60
Figura 43: Curva Força versus deslocamento das molas helicoidais da suspensão dianteira da cabina	60
Figura 44: Curva Força versus velocidade dos amortecedores hidráulicos da suspensão dianteira da cabina	61
Figura 45: Curva Força versus deslocamento das buchas do mancal dianteiro dos braços oscilantes da suspensão dianteira da cabina	62
Figura 46: Curva Torque versus deslocamento angular das buchas do mancal dianteiro dos braços oscilantes da suspensão dianteira da cabina	62
Figura 47: Curva Força versus deslocamento das buchas do mancal traseiro dos braços oscilantes da suspensão dianteira da cabina	63

Figura 48: Curva Torque versus deslocamento angular das buchas do mancal traseiro dos braços oscilantes da suspensão dianteira da cabina	63
Figura 49: Modelo do sistema de suspensão traseira da cabina	64
Figura 50: Curva Força versus deslocamento das molas helicoidais da suspensão traseira da cabina	65
Figura 51: Curva Força versus velocidade dos amortecedores hidráulicos da suspensão traseira da cabina	65
Figura 52: Curva Força versus deslocamento dos batentes de compressão da suspensão traseira da cabina	66
Figura 53: Curva Força versus deslocamento dos batentes de distensão da suspensão traseira da cabina	66
Figura 54: Curva Força versus deslocamento das buchas de ligação da suspensão traseira secundária com a cabina	67
Figura 55: Curva Força versus deslocamento angular das buchas de ligação da suspensão traseira secundária com a cabina	67
Figura 56: Modelo do trem de força	68
Figura 57: Curva Força versus deslocamento das buchas que representam os coxins dianteiros do trem de força	69
Figura 58: Curva Força versus deslocamento das buchas que representam os coxins traseiros do trem de força	69
Figura 59: Conjunto da suspensão do semi-reboque.....	71
Figura 60: Modelo do semi-reboque	72
Figura 61: Modelo dos pneus do semi-reboque	73
Figura 62: Modelo completo da combinação veicular	74
Figura 63: Aceleração do cavalo mecânico nas simulações de mudança simples de pista sem o semi-reboque	79
Figura 64: Velocidade de guinada do cavalo mecânico nas simulações de mudança simples de pista sem o semi-reboque	80
Figura 65: Aceleração do cavalo mecânico nas simulações de mudança simples de pista com o semi-reboque atrelado	81
Figura 66: Velocidade de guinada do cavalo mecânico nas simulações de mudança simples de pista com o semi-reboque atrelado.....	82
Figura 67: Comparação entre as respostas de aceleração lateral do cavalo mecânico sem e com o semi-reboque atrelado – Velocidades longitudinais de 80 km/h e 140 km/h.....	83
Figura 68: Comparação entre as respostas de velocidade de guinada do cavalo mecânico sem e com o semi-reboque atrelado – Velocidades longitudinais de 80 km/h e 140 km/h	83
Figura 69: Aceleração lateral do semi-reboque calculada nas simulações de mudança simples de faixa	84

Figura 70: Velocidade de guinada do semi-reboque calculada nas simulações de mudança simples de faixa	85
Figura 71: Amplificação traseira para a aceleração lateral para as velocidades longitudinais de 80 km/h, 100 km/h e 140 km/h	86
Figura 72: Amplificação traseira para a velocidade de guinada lateral para as velocidades longitudinais de 80 km/h, 100 km/h e 140 km/h	86
Figura 73: <i>Offtracking</i> dinâmico da combinação veicular - 80 km/h	87
Figura 74: <i>Offtracking</i> dinâmico da combinação veicular - 140 km/h	88
Figura 75: Entrada imposta ao volante para realização das manobras de esterçamento com entrada em rampa.....	89
Figura 76: Trajetória descrita pelo veículo nas velocidades de 60 km/h, 80 km/h e 100 km/h	89
Figura 77: Gradiente de esterçamento para o cavalo mecânico	90
Figura 78: Gradiente de esterçamento para o semi-reboque.....	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Importância da malha rodoviária em alguns países.....	1
Tabela 2 - Fatores de influência no comportamento dinâmico do pneu.....	34
Tabela 3 - Características gerais do veículo combinado.....	38
Tabela 4 - Propriedades de massa e inércia do eixo da suspensão dianteira do cavalo mecânico.....	39
Tabela 5 - Propriedades de massa de elementos da suspensão dianteira do cavalo mecânico.....	39
Tabela 6 - Propriedades de massa e inércia dos eixos, anterior e posterior, da suspensão traseira do cavalo mecânico.....	47
Tabela 7 - Propriedades de massa de cada par cubo de roda e tambor de freio traseiro	47
Tabela 8 - Características gerais dos pneus e propriedades de massa e inércia dos conjuntos pneus/rodas dianteiros do cavalo mecânico	54
Tabela 9 - Características dos conjuntos pneu/roda traseiros	55
Tabela 10 - Modos de vibrar do quadro.....	57
Tabela 11 - Propriedades de massa e inércia do quadro com agregados	58
Tabela 12 - Propriedades de massa e inércia da cabina, incluindo os 3 passageiros	59
Tabela 13 - Luz (<i>clearance</i>) para os batentes da suspensão traseira da cabina	66
Tabela 14: Propriedades de massa e inércia dos componentes do trem de força.....	68
Tabela 15 - Propriedades de massa e inércia dos eixos do semi-reboque.....	70
Tabela 16 - Características gerais dos pneus e propriedades de massa e inércia dos conjuntos pneus/rodas do semi-reboque.....	72
Tabela 17 - Comparação entre modos de vibrar do veículo	76
Tabela 18: Relação das manobras realizadas para avaliar o comportamento em dirigibilidade do cavalo mecânico e da combinação veicular	77

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição
V	Velocidade longitudinal do veículo longo combinado
V_c	Velocidade crítica do cavalo mecânico
V_{ct}	Velocidade crítica do semi-reboque
l_1	Distância entre eixos do cavalo mecânico
l_2	Distância da quinta roda até eixo intermediário do semi-reboque
l_t	Distância entre o eixo traseiro do cavalo mecânico e o eixo intermediário do semi-reboque
α_1	Ângulo de deriva do pneu dianteiro do cavalo mecânico
α_2	Ângulo de deriva do pneu traseiro do cavalo mecânico
α_3	Ângulo de deriva do pneu intermediário do semi-reboque
Γ	Ângulo de articulação do semi-reboque em relação ao cavalo mecânico
x_{FW}	Distância da quinta roda até o eixo traseiro do cavalo mecânico
g	Aceleração da gravidade
ρ	Raio de curvatura da curva
δ	Ângulo de esterçamento das rodas do eixo dianteiro do cavalo mecânico
F_{y1}	Força lateral que atua no eixo dianteiro do cavalo mecânico
F_{y2}	Força lateral que atua no eixo traseiro do cavalo mecânico
F_{y3}	Força lateral que atua no eixo intermediário do semi-reboque
F_{z1}	Carregamento vertical no eixo dianteiro do cavalo mecânico
F_{z2}	Carregamento vertical no eixo traseiro do cavalo mecânico
F_{z3}	Carregamento vertical no eixo intermediário do semi-reboque
$C_{\alpha i}$	<i>Rigidez lateral (cornering stiffness)</i> total de todos os pneus no <i>i-ésimo</i> eixo
K	Gradiente de sub-esterçamento do cavalo mecânico
K_T	Gradiente de sub-esterçamento do semi-reboque
ρ, R e r_1	Raio de curvatura da curva
$M1$	Massa do cavalo mecânico
$M2$	Massa do semi-reboque
I_{zz1}	Momento, no eixo z, do inércia do cavalo mecânico
I_{zz2}	Momento, no eixo z, do inércia do semi-reboque

$Rd5_{1XY}$	Reação no eixo x da quinta-roda no cavalo mecânico
$Rd5_{1Y}$	Reação no eixo y da quinta-roda no cavalo mecânico
$Rd5_{2Y}$	Reação no eixo y da quinta-roda no semi-reboque
L_{f1}	Distância do eixo dianteiro do cavalo mecânico ao c.g. do cavalo mecânico
L_{r1}	Distância do eixo traseiro do cavalo mecânico ao c.g. do cavalo mecânico
L_{f2}	Distância da quinta-roda ao c.g. do semi-reboque
L_{r2}	Distância do c.g. do semi-reboque ao eixo intermediário do semi-reboque
L_{f5}	Distância do eixo dianteiro do cavalo mecânico até a quinta-roda
L_{r5}	Distância do eixo traseiro do cavalo mecânico até a quinta-roda

Sumário

1. INTRODUÇÃO	Erro! Indicador não definido.
1.1. MOTIVAÇÃO	1
1.2. OBJETIVOS.....	5
1.3. DIVISÃO DOS CAPÍTULOS	6
2. REVISÃO DA LITERATURA	7
2.1. Introdução	7
2.2. Características da dinâmica lateral de veículos combinados	7
2.3. Dinâmica lateral de veículos longos combinados.....	9
2.3.1. Modelos simplificados da dinâmica lateral de veículos combinados	9
2.3.2. Modelos não-lineares da dinâmica lateral de veículos combinados	11
2.3.3. Modelos de pneus para estudos de dinâmica lateral	13
3. REVISÃO TEÓRICA	17
3.1. Introdução	17
3.2. Aspectos fundamentais de dinâmica veicular.....	17
3.3. Dirigibilidade.....	19
3.3.1. Modelagem da dinâmica lateral de um veículo longo combinado utilizando um modelo linear com 03 (três) graus de liberdade	22
3.4. Modelagem de pneus para estudos de dinâmica lateral.....	33
4. DESENVOLVIMENTO DO MODELO DO VEÍCULO	37
4.1. Características gerais do veículo	37
4.2. Modelo completo do veículo em sistemas multicorpos.....	38
4.2.1. Cavalo mecânico.....	39
4.2.1.1. Suspensão dianteira	39
4.2.1.2. Suspensão traseira.....	45
4.2.1.3. Sistema de direção	53
4.2.1.4. Conjunto pneu/roda dianteiros.....	54
4.2.1.5. Conjunto pneu/roda traseiros.....	55
4.2.1.6. Quadro.....	56
4.2.1.6.1. Quinta-roda.....	58
4.2.1.7. Cabina.....	59
4.2.1.7.1. Suspensão dianteira	59
4.2.1.7.2. Suspensão traseira.....	63
4.2.1.8. Trem de força.....	68
4.2.2. Semi-reboque.....	70

4.2.2.1.	Suspensão.....	70
4.2.2.2.	Quadro.....	71
4.2.2.3.	Conjuntos pneus/rodas.....	72
4.2.3.	Modelo do veículo completo.....	73
5.	SIMULAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	74
5.1.	ANÁLISE MODAL	75
5.2.	ANÁLISES DE DIRIGIBILIDADE	77
5.2.1.	ANÁLISES DE DIRIGIBILIDADE COM O CAVALO MECÂNICO	78
5.2.2.	ANÁLISES DE DIRIGIBILIDADE DA COMBINAÇÃO VEICULAR	80
6.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	91
7.	BIBLIOGRAFIA.....	93

RESUMO

VIEIRA, J. L. M., (2010) Estudo de dirigibilidade de veículos longos combinados. São Carlos, 2010. 98p. Dissertação (Mestrado) – escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Apresenta um modelo completo em sistemas multicorpos de uma combinação veicular formada por um cavalo mecânico e um semi-reboque para um estudo de dirigibilidade. O modelo multicorpos foi desenvolvido no MSC.Adams/Car e inclui a suspensão primária, sistema de direção, trem de força, modelo de pneu e um quadro flexível para o cavalo mecânico, e a suspensão primária, modelo de pneu e quadro rígido para o semi-reboque. A resposta dinâmica lateral de uma composição veicular depende das características combinadas de estabilidade direcional, dirigibilidade e interação pneu/pavimento da unidade motora e da unidade rebocada. Os parâmetros mais importantes em relação à dinâmica lateral dos veículos longos combinados são: a velocidade longitudinal, o *cornering stiffness* dos pneus da combinação veicular, as elasticidades dos sistemas de suspensão e esterçamento do cavalo mecânico, a localização, distribuição do carregamento e momento de inércia em guinada da unidade movida e transferência lateral de carga do veículo como um todo. O modelo 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, no MSC.Adams/Car, 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. Análises dos resultados mostraram a influência no tempo de resposta, em regime transitório, do cavalo quando atrelado ao semi-reboque e um comportamento sub-esterçante nas velocidades longitudinais simuladas. A combinação veicular utilizada para este estudo apresenta um comportamento direcional estável.

Palavras-chave: *Veículo longo combinado, dinâmica lateral, dirigibilidade, sistemas multicorpos, estabilidade e controle de veículos longos combinados*

ABSTRACT

VIEIRA, J. L. M., (2010) Estudo de dirigibilidade de veículos longos combinados. São Carlos, 2010. 98p. Dissertação (Mestrado) – escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

This work presents a complete multibody model of a heavy articulated vehicle with a tractor and a semitrailer for handling study purposes. The model had been developed on MSC.Adams/Car and includes primary suspension system, steering system, powertrain, tire model and a flexible frame for tractor, suspension system, tire model and a rigid frame for semitrailer. The lateral dynamics response of a heavy articulated vehicle depends on tractor/semitrailer combined characteristics of the directional stability, the maneuverability and the tire/road interaction. The most important parameters concerning of the lateral dynamics of heavy articulated vehicles are: longitudinal velocity, combined tire cornering stiffness of vehicular composition, suspensions systems compliance and steering system compliance of tractor, location, load distribution and yaw moment of towing unit and vehicle overall lateral load transfer. The model was validated about modal shapes and frequencies vibrations. Handling analyses had performed with single lane change and ramp steer maneuvers simulation on MSC.Adams/Car to calculate common measures for heavy articulated vehicles lateral dynamics evaluation as lateral acceleration, yaw velocity, dynamic offtracking and understeer gradient. The results analyses showed that the towing unit influences on response of the tractor and an understeer behavior of all vehicular composition over longitudinal velocity range simulated. The heavy articulated vehicle used on this study shows a stable directional behavior.

Keywords: *Heavy articulated vehicle, lateral dynamics, handling, multibody systems, stability and control of heavy articulated vehics*

1. INTRODUÇÃO

1.1. MOTIVAÇÃO

Os veículos longos combinados são composições formadas por duas ou mais unidades veiculares articuladas entre si, nas quais uma das unidades é a unidade motora, comumente chamada de cavalo mecânico, que é responsável pela movimentação do conjunto e a outra é a unidade movida, chamada de reboque, semi-reboque, A-trem, B-trem etc, que é responsável pelo acondicionamento da carga. Estes veículos são largamente utilizados para fins comerciais de transporte de cargas secas, frias ou líquidas.

Mundialmente, os veículos longos combinados (composições formadas por um cavalo mecânico e um reboque, um cavalo mecânico e um semi-reboque, ou ainda um cavalo mecânico e mais de um semi-reboque etc) são largamente utilizados no transporte de cargas comerciais para alcançar diferentes destinos em diversos países. Mesmo em países desenvolvidos, a exemplo de Alemanha, Bélgica, França, Inglaterra e Itália, a malha rodoviária é de grande relevância econômica no tocante ao transporte de cargas em geral, conforme pode ser observado na Tabela 1.

Por conseguinte, as malhas rodoviárias apresentam grande impacto sobre a economia dos países que dependem deste tipo de transporte para escoar *commodities* e bens de consumo.

Tabela 1 – Importância da malha rodoviária em alguns países.

Fonte: Ministérios dos Transportes/World Road Statistics apud GUIALOG – Estatísticas (2007).

TRANSPORTE DE CARGAS EM ALGUNS PAÍSES - Referente à 1999/2000.			
País	Rodovia (%)	Hidrovia (%)	Ferrovia (%)
Alemanha	61,21	16,51	22,28
Bélgica	65,31	13,69	21,00
Brasil	63,11	21,72	11,72
Estados Unidos	32,41	20,37	47,22
França	72,44	3,33	24,23
Holanda	75,49	20,98	3,53
Inglaterra	66,60	25,67	7,73
Itália	88,95	0,70	10,98
Japão	50,25	44,77	4,98
Polônia	42,65	0,64	56,71

No Brasil, devido às limitações da malha ferroviária e aquaviária e ao elevado custo do transporte aéreo, o transporte rodoviário de cargas terrestres representa 58% do volume total das cargas transportadas, de acordo com dados do ano de 2006 (IDET-FIPE/CNT, 2006), conforme indicado na Figura 1, e corresponde a aproximadamente 6,7% do PIB nacional (NTC&Logística (2009)).

Figura 1: Transporte de cargas no Brasil
Fonte: Conforme dados IDET/FIPE-CNT (2006)

Os veículos longos articulados, devido às suas características intrínsecas (grande porte, alta capacidade de carga, grande comprimento, grande diversidade de tipos de carga etc), quando envolvidos em acidentes implicam em grandes perdas humanas, econômicas e em alguns casos impactos ambientais. Desta forma, os requisitos de segurança destas combinações veiculares são maiores do que os requisitos de veículos de passageiros (automóveis de passeio e ônibus) e têm sido revisados e ampliados com o passar dos anos.

Gutiérrez (1999) indica como preocupação primordial dos pesquisadores o aumento da eficiência e da segurança ativa dos veículos comerciais, justificando o emprego de ferramentas de modelagem e simulação para o desenvolvimento da representação matemática do comportamento dinâmicos destes sistemas.

O pleno atendimento dos requisitos de segurança está ligado diretamente ao comportamento dinâmico dos veículos e seu desempenho em termos de dirigibilidade, estabilidade lateral e frenagem nas manobras típicas realizadas nas vias (pistas) durante condução dos veículos longos combinados.

De modo a realizar a caracterização dinâmica da combinação veicular e atender a todos os requisitos de segurança exigidos pela legislação faz-se necessário a execução de ensaios experimentais.

Porém, a realização de testes experimentais implica em elevados investimentos: de infra-estrutura (pistas para realização de testes e protótipos), de instrumentação e humanos (pilotos habilitados para realização de testes de campo), principalmente quando se verifica, durante o processo avaliação objetiva e subjetiva, a necessidade de se efetuar modificações representativas no protótipo.

O tempo e o número de testes necessários para homologar qualquer tipo de veículo têm grande influência nos custos de desenvolvimento do projeto e, conseqüentemente, serão amortizados ao longo do ciclo de vida de projeto do veículo.

Outro fato relevante é que os problemas detectados na fase de homologação demandam grandes esforços e elevado tempo para sua resolução. Por fim, tem-se o aumento tempo do ciclo de desenvolvimento do produto, que caracteriza-se por um processo iterativo até o atendimento de todos os requisitos de projeto, indicado na Figura 2, e o conseqüente aumento do custo total.

Figura 2: Ciclo de desenvolvimento do produto.

Fonte: Costa Neto (2007)

Com o desenvolvimento da computação eletrônica tornou-se bem mais simples a realização de simulação numérica de modelos complexos de veículos longos combinados, com a inclusão de não-linearidades (ESMAILZADEH, 1996), para estudar mecanismos particulares de tipos especiais de veículos combinados, e com elevados graus de liberdade (GÄFVERT; LINDGÄRDE, 2004), tendo-se uma descrição mais precisa, para avaliação de fenômenos como transferência de carregamento vertical nos pneus durante a realização de uma curva, por exemplo.

Os avanços alcançados na área de modelagem e simulação computacionais já têm, ao longo dos anos, viabilizado que os resultados das simulações sejam próximos daqueles apresentados nos testes de pista experimentais. Ou seja, com o desenvolvimento de um modelo matemático robusto, o qual é válido numa grande faixa de condições de operação, e que represente bem a dinâmica dos veículos longos combinados, os testes experimentais funcionam como uma comprovação dos

resultados obtidos computacionalmente. Costa Neto (2007), apresenta, no ciclo de desenvolvimento do produto, os momentos, ao longo do ciclo de desenvolvimento do produto, de alocação das atividades de simulação numérica para que o modelo matemático se aproxime do comportamento real dos veículos, conforme indicado na Figura 3.

De acordo com Costa Neto (2007), atualmente a aplicação da simulação computacional se concentra na fase de projeto do produto. No entanto, têm-se potenciais aplicações da simulação nas fases de anteprojetado e homologação do produto, implicando em oportunidades para redução de custos com a:

- Eliminação do gargalo entre projeto e homologação do produto – pois problemas detectados na fase de homologação demandam grandes esforços e elevado tempo para solução;
- Redução de tempo e custo – um modelo bem elaborado permite antecipar e corrigir problemas antes da realização dos testes, implicando numa redução do tempo gasto para homologação da combinação veicular e conseqüentemente numa redução do custo.

Figura 3: Alocação das atividades de simulação no ciclo de desenvolvimento do produto.

Fonte: Costa Neto (2007)

O propósito da realização deste trabalho surge da elevada demanda da indústria automobilística de veículos comerciais em desenvolver metodologias de projeto do produto que integrem segurança, desempenho operacional e baixo custo atendendo às necessidades dos clientes finais de forma competitiva.

Também se observa a necessidade do desenvolvimento de modelos matemáticos, com um número maior de graus de liberdade, para avaliar a influência da interação entre os diversos elementos do sistema de um veículo articulado para representar de forma mais rigorosa o seu comportamento na dinâmica lateral.

A utilização da metodologia de sistemas multicorpos permite elaboração de modelos complexos com elevado número de graus de liberdade de forma mais simplificada considerando ainda todas as não linearidades dos elementos do sistema.

1.2. OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo principal analisar a dirigibilidade de uma combinação veicular do tipo cavalo 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), aqui referenciada como MSC.Adams, considerando a flexibilidade do quadro do cavalo mecânico e as características dos componentes de cada subsistema das unidades veiculares.

Um modelo completo da combinação veicular foi desenvolvido no ambiente de sistemas multicorpos do MSC.Adams, onde foi possível caracterizar todos os componentes (corpos, conexões entre os corpos e elementos de força). Na combinação veicular avaliada a flexibilidade do quadro da unidade motora apresenta influência muito relevante no comportamento dinâmico do veículo, portanto, esta característica será considerada através da inclusão de um quadro flexível, construído pelas suas bases modais, obtidas através da análise modal desta estrutura através do método dos elementos finitos.

A partir da utilização deste modelo serão realizadas simulações de manobras em regime permanente e transitórias para analisar o comportamento lateral da combinação veicular em estudo.

1.3. DIVISÃO DOS CAPÍTULOS

O capítulo 2 apresenta uma revisão da literatura com os aspectos relevantes à dinâmica lateral de veículos longos combinados.

O capítulo 3 apresenta uma revisão teórica utilizada para realização deste trabalho.

No capítulo 4 são descritas as características do modelo do veículo combinado construído no MSC.Adams/Car com a apresentação das propriedades de massa e inércias do diversos componentes dos subsistemas, as conectividade entre os elementos do modelo, as características de rigidez e amortecimento dos elementos de força.

No capítulo 5 são apresentados os resultados das análises realizadas com o modelo do veículo completo para identificação do comportamento vibracional básico, através da análise modal, e das características de estabilidade para as manobras previstas na norma ISO 14791:2000(E).

O capítulo 6 apresenta as conclusões obtidas através das análises de dinâmica lateral e do processo de modelagem como um todo.

No capítulo 7 são apresentadas sugestões para trabalhos futuros verificados com o desenvolvimento desta dissertação.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1. Introdução

O presente capítulo tem como objetivo apresentar uma revisão da literatura realizada para o desenvolvimento deste trabalho, destacando os aspectos mais relevantes da dinâmica lateral de veículos combinados.

Serão apresentadas as características particulares dos veículos longos combinados em termos de dinâmica lateral. Na seção a seguir, de acordo com a ordem cronológica, serão apresentados modelos lineares utilizados em estudos de dinâmica lateral de veículos. Também serão apresentados na seção Modelos não-lineares da dinâmica lateral de veículos combinados os modelos não lineares utilizados em estudos de dinâmica lateral dos veículos combinados. Na seção 2.3.3 serão descritos alguns aspectos dos modelos de pneus e a importância destes nos estudos de dinâmica lateral dos veículos.

2.2. Características da dinâmica lateral de veículos combinados

O comportamento na dinâmica lateral dos veículos longos combinados difere dos veículos simples, o que são compostos por uma única unidade, devido às instabilidades dinâmicas que caracteristicamente podem apresentar (VLK, 1982), sendo estas instabilidades indicadas na Figura 4:

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

Figura 4: Modos de Instabilidade comuns aos veículos articulados.

Fonte: Vlk, 1982

Estes tipos de veículos também apresentam perdas nas características de dirigibilidade de acordo com: o aumento peso da carga transportada e sua posição do centro de gravidade da carga transportada na unidade movida ou unidades movidas, o aumento da velocidade longitudinal da combinação e com as condições operacionais da pista, (ELLIS, 1994; CHEN; TOMIZUKA, 1995; ESMAILZADEH, 1996).

Segel e Ervin (1981) concluem a partir de estudos experimentais e analíticos que combinações do tipo cavalo mecânico/reboque são menos estáveis (com o posicionamento típico da carga) que caminhões comerciais pesados, devido:

- À posição longitudinal, frequentemente próxima ao eixo traseiro, na qual as forças na direção lateral são aplicadas ao cavalo pelo reboque
- À altura do centro de gravidade de um reboque típico ser frequentemente mais alto que a altura do centro de massa do carregamento colocado num caminhão pesado

Pflug (1986) conclui que os reboques carregados oscilam com amplitudes maiores que os vazios e que as oscilações decaem mais rapidamente nos semi-reboques vazios. Também verifica que a influência da massa do reboque, devido ao carregamento, no comportamento de oscilação lateral mostrou-se significativamente menor que o momento de inércia em guinada.

Os veículos longos combinados também não devem apresentar, em regime permanente, aceleração lateral superior a 0,4 g, devido à tendência de capotamento inerente para este tipo de veículo, ocasionada pela razão entre sua altura do centro de gravidade e as larguras das pistas (ELLIS, 1994).

2.3. Dinâmica lateral de veículos longos combinados

2.3.1. Modelos simplificados da dinâmica lateral de veículos combinados

Os modelos simplificados permitem descrever a dinâmica lateral de veículos combinados de modo a avaliar os fatores mais importantes que definem o comportamento do sistema. Conforme observado por Felício (2007, p. 11):

Nos estágios iniciais de uma análise ou projeto, geralmente procuramos escolher modelos mais simples a fim de entender os fatores primordiais do sistema, sem esforço analítico excessivo. [...] modelos mais simples produzem resultados menos precisos, entretanto, a imprecisão relativa desses modelos é aceita por conta da contrapartida desejável, que é a obtenção rápida da visualização dos aspectos importantes do sistema.

Vlk (1982) apresenta uma extensa revisão da literatura apresentando pontos importantes do desenvolvimento no estudo da dinâmica lateral de veículos longos combinados até o ano de 1982. Saliencia que nos primeiros estudos sobre dinâmica lateral de veículos comerciais, conduzidos inicialmente por Huber e Dietz, em 1937, a ocorrência de situações perigosas durante testes experimentais realizados com modelos. Cita também o trabalho efetuado por Ziegler, em 1938, no qual utilizou o critério de estabilidade de Hurwitz para avaliar a estabilidade de reboques de um e dois eixos.

Os estudos conduzidos até a década de 1960 enfocaram o estudo da estabilidade lateral da unidade conduzida (reboque ou semi-reboque), desconsiderando a correlação com a unidade condutora (cavalo mecânico). A partir do início da década de 60, foram iniciados estudos sobre a estabilidade direcional e controle de veículos combinados longos em curvas sem inclinação. Grandes contribuições, na área de pesquisas teóricas, sobre veículos articulados foram apresentadas por Jindra, Ellis, Hales e Schmid *apud* Vlk, 1982.

Ervin *et al.* (1979) apresentam um estudo de estabilidade em guinada de veículos do tipo cavalo/semi-reboque exclusivamente em manobras em curvas, sem frenagem. E utilizando-se de ensaios experimentais, efetuam a validação do modelo matemático do veículo. Também a partir das simulações realizadas com o modelo do veículo observa que alguns dos veículos contemporâneos da época (ano de

1979) apresentam instabilidade em guinada em velocidades a partir de 55 mph (80 km/h) para limiares de capotamento iguais ou menores que 0,3g. Conclui que algumas alterações na configuração do veículo podem melhorar a estabilidade em guinada, sendo estas:

- Aumento da rigidez torsional do cavalo da suspensão dianteira e do quadro;
- Realizando alterações comumente encontradas na indústria para este tipo de veículo como: seleção da taxa de carregamento do cavalo e do semi-reboque, mistura dos pneus no cavalo, localização da quinta roda, localização da carga no semi-reboque.

Verma e Gillespie (1980) apresentam um modelo de 5 (cinco) graus de liberdade para estudar a características de rolagem de um veículo comercial articulado do tipo tanque. Concluem que a possibilidade ocorrência de capotamento em níveis de aceleração menores que o critério de limiar de capotamento estático devido à ressonância dos movimentos de rolagem. Recomendam da utilização de avaliações de resposta dinâmica para definição do limiar de capotamento devido à possibilidade de excitação da frequência de ressonância em manobras normalmente realizados pelos veículos combinados.

Slibar e Paslay *apud* Vlk (1982) expressaram os esforços dos pneus em curvas como uma função linear dos ângulos de escorregamento lateral dos pneus de um reboque de um eixo. E ainda supuseram um movimento harmônico do ponto de articulação.

Vlk (1982) ressalta a necessidade da validação experimental dos modelos matemáticos desenvolvidos, pois a maior parte dos estudos realizados até 1982 apresentavam lacunas entre a modelagem matemática e o comportamento do veículo em testes de pista. Este mesmo ponto é reforçado por Esmailzadeh (1996), em seu trabalho sobre veículos longos articulados para transporte de madeira, citando a pequena quantidade de testes de campo, com veículos em escala real, e trabalhos experimentais voltados para essa área.

Ervin, Fancher e Gillespie (1984) apresentaram um estudo extenso sobre o desempenho do comportamento dinâmico de 7 (sete) diferentes veículos longos combinados em termos de estabilidade lateral em manobras com rápido esterçamento, estabilidade em rolagem e guinada, além de outras avaliações de dinâmica longitudinal destes veículos. Neste estudo indicam a amplificação traseira

como uma métrica para avaliar a qualidade do desempenho dinâmico dos veículos longos combinados. Além de observarem que para os veículos combinados com múltiplas unidades, a distribuição das propriedades da suspensão de um eixo em relação ao(s) outro(s) tem grande importância na estabilidade de rolagem e que o mecanismo que faz com que um cavalo mecânico apresente instabilidade em guinada não é representativamente afetado pela configuração das unidades rebocadas pelo o cavalo mecânico.

El-Gindy, Tong e Tabarrok (1994), com a realização de um trabalho de comparação do comportamento dinâmico de 10 (dez) veículos combinados para transporte de madeira e 3 (três) veículos combinados convencionais (um cavalo semi-reboque, cavalo mecânico e A-trem e cavalo mecânico e B-trem), também concluem que a taxa de amplificação traseira do veículo é um índice muito útil para descrever a resposta em frequência para entradas de esterçamento de veículos longos articulados.

Ellis (1994) salienta que a forma de distribuição da carga no semi-reboque tem uma grande influência na sensibilidade do controle da combinação. E que quando a carga esta disposta na posição dianteira do semi-reboque o veículo tende a apresentar comportamento sobre-esterçante. Já quando colocada próxima à traseira o comportamento tende a apresentar comportamento sub-esterçante. A razão desta mudança é o aumento da demanda da força lateral proveniente dos pneus traseiros do cavalo quando a carga é colocada numa posição mais à frente.

Ellis (1994) também destaca que a posição da 5ª roda e a localização da carga do semi-reboque são fatores significativos no projeto e operação de veículos semi-reboque. À medida que a 5ª roda é movida a frente sobre o quadro do cavalo, a combinação veicular torna-se mais sub-esterçante e também apresenta uma menor tendência ao acotovelamento (*jackknifing*) durante a frenagem.

2.3.2. Modelos não-lineares da dinâmica lateral de veículos combinados

Os veículos longos combinados constituem-se como um sistema complexo com inúmeras não-linearidades verificadas nas partes que o compõem. Neste contexto de modelagem de sistemas, Felício (2007, p. 11) observa que:

À medida que os modelos mais simples, com suas limitações, se mostram inadequados, torna-se necessária a adição de efeitos e aspectos mais complicados à modelagem, com o objetivo de melhorar e aproximar os resultados ao comportamento real.

São apresentados em seguida, em ordem cronológica, estudos de dirigibilidade realizados com modelos não-lineares de veículos.

Esmailzadeh (1996), num estudo realizado sobre estabilidade de veículos articulados para transporte de madeira, observa que para garantir o comportamento sub-esterçante dos veículos combinados, o qual pode se caracterizar como estável, que os parâmetros de inércia do semi-reboque, na quinta-roda, do acoplamento (*turntable*) e o centro de massa do semi-reboque constituem-se como uma regra significativa na estabilidade de todas as longas combinações de veículos articulados

Neste mesmo estudo, Esmailzadeh (1996), conclui através de uma análise de sensibilidade que mudanças no *cornering stiffness* e no peso de cada unidade têm efeito muito significativo no desempenho dinâmico em regime deste tipo de veículo.

Gertsch e Eichelhard (2003) utilizam-se dois softwares de modelagem e análises multicorpos para comparar limiares de capotamento estático e dinâmico. O DADS é utilizado para o cálculo do limiar quasi-estático de capotamento e o software proprietário STARCAT para geração do limiar dinâmico de capotamento de um veículo longo combinado do tipo tanque. A partir de comparações entre os valores calculados através das simulações, identificam que o limiar dinâmico de capotamento é, em média, 25% menor que fator estático de capotamento.

Os movimentos planares longitudinais, laterais e de guinada, de primeiro interesse em simulações de dirigibilidade, são principalmente definidos pelas forças geradas pelo contato pneu/pavimento, que por sua vez depende do movimento planar do veículo e da carga vertical nos pneus. A variação das forças verticais depende da transferência de carga resultante das forças inerciais geradas pela aceleração do veículo (GÄFVERT; LINDGÄRDE, 2004).

Wideberg, Dahlberg, e Svensson (2006) desenvolveram um modelo em sistema multicorpos composto por três (3) unidades veiculares, com o ADAMS, com o qual observaram que uma alta amplificação traseira é indesejada para veículos longos combinados pela possibilidade de submeter o último reboque ao capotamento durante uma manobra transiente abrupta ou o segundo reboque pode apresentar comportamento instável (*trailer swing ou jackknifing*). Também citam que

as regras para medir a eficiência de transporte deste tipo de veículo se contrapõe à métricas de estabilidade, pois quanto maior e mais pesada a combinação maior será a eficiência de transporte. Outro ponto importante citado pelos autores é que as comparações tornam-se mais relevantes quando se leva em conta as condições locais de infra-estrutura para o transporte de cargas.

Pauwelussen *et al.* (2006), em um estudo realizado com um veículo longo combinado especial com comprimento de aproximadamente 50 metros com eixos esterçantes no semi-reboque, observa que a instabilidade lateral (*swingout* do reboque) é principalmente afetada pelo eixo esterçante do implemento rodoviário com o efeito limitado pelo comprimento da unidade rebocada.

Observa-se também utilização de sistemas ativos e controlados para melhorar o desempenho dos veículos longos combinados, Ieluzzi, Turco e Montiglio (2006) apresentam um modelo completo de um veículo longo combinado, para co-simulação utilizando ADAMS/Car com o Matlab/Simulink, para avaliação da influência da suspensão ativa para veículos longos combinados no âmbito de conforto e dirigibilidade. Através de um delineamento de experimentos (DOE – Design of Experiments) realizado com os modelos matemáticos, definem o ganho do controlador do sistema que permite definir a taxa de amortecimento da suspensão dianteira e traseira de acordo com a massa do veículo e as características de rigidez e amortecimento. Através dos resultados experimentais com o protótipo, verificam que houve melhorias no comportamento de conforto e dirigibilidade do cavalo mecânico devido à relevância do processo de desenvolvimento virtual e a estratégia de amortecimento semi-ativo.

2.3.3. Modelos de pneus para estudos de dinâmica lateral

O comportamento dinâmico dos veículos automotores é influenciado pelas forças originadas no ambiente de operação dos veículos. Os veículos automotores estão sujeitos às forças aerodinâmicas e forças provenientes da interação entre o pneu e o pavimento, sendo estas últimas de maior importância, pois atuam em condições de baixa e alta velocidade.

Conforme citado por Silva (2004):

As forças originadas do contato pneu/pavimento apresentam comportamento não-linear e são funções do escorregamento longitudinal, do escorregamento lateral, do ângulo de cambagem e do carregamento vertical do pneu.

Os pneumáticos são componentes automotivos construídos com uma estrutura complexa composta por borracha, aço e fibras sintéticas. A borracha por si só trata-se de um material com comportamento não-linear, não uniforme e anisotrópico tornando sua modelagem matemática complexa (ELLIS, 1994).

A primeira abordagem para modelagem de pneumáticos foi a de um comportamento linear entre a rigidez em curva do pneu com aumento da carga vertical e com o ângulo de escorregamento lateral. (SILVA, 2004). Evans *apud* Milliken e Milliken (1995) foi pioneiro na identificação das características dinâmicas do pneu. Utilizando-se de estudos detalhados e experimentais realizados na década de 50, Evans elaborou o primeiro gráfico apresentando a relação entre o ângulo de deriva e a força lateral do pneu.

Dugoff *et al.* (1970) *apud* Silva (2004):

[...] apresentou um modelo empírico, cujas relações analíticas para as forças longitudinais e laterais são descritas como funções dos ângulos de deriva do pneu, da rigidez da curva, dos escorregamentos longitudinais, da carga normal e dos coeficientes de adesão entre o pneu e o pavimento.

Pacejka e Bakker (1991) apresentam um modelo empírico que possibilita de descrever precisamente as características de força e momento em regime permanente para uso em simulações dinâmicas de veículos. Este modelo é chamado "fórmula mágica" é capaz de produzir as características de forças, força lateral e força de frenagem, e momento, no caso torque auto-alinhante, em condições de escorregamento puro, ou seja, condições puras de curva, ou frenagem ou tração. A "fórmula mágica" utiliza-se de coeficientes, medidos experimentalmente, que representam quantidades que descrevem as características físicas do pneumático. O trabalho desenvolvido por Pacejka e Bakker foi o resultado de uma cooperação entre a Volvo Car Transportation e a Delft University of Technology, na qual foram realizadas as medições para identificação experimental destes coeficientes.

Hoffman, Fischer e Ritcher (1992) apresentaram uma interface geral de pneumáticos para ser utilizado no ADAMS. Esta interface consistia em uma biblioteca de diferentes modelos de pneumáticos e permitia a entrada de modelos

definidos pelo usuário. Hoffman, Fischer e Ritcher (1992) também destacaram que não existe um único modelo de pneu apropriado para a diversidade de aplicações em estudos de dinâmica veicular. E que os programas de análise de multicorpos devem oferecer uma interface para pneus de fácil uso, permitindo ao usuário implementar o modelo de pneu que melhor se adéqua a suas aplicações.

Allen *et al.*(1995) verificaram através de estudos a necessidade de utilização de um modelo de pneu não linear para capturar as características completas de estabilidade do veículo. Indicando que os modelos de pneus devem incluir as características de interação e saturação de escorregamento longitudinal e ângulo de cambagem e considerar apropriadamente a influência em parâmetros-chave da variação de carga.

Schröder, Köhne e Küppers (1995) apresentam um modelo não linear, desenvolvido no ADAMS de uma combinação veicular com cavalo e reboque, o qual foi validado experimentalmente e utilizado para realização de simulações de dirigibilidade. Schröder, Köhne e Küppers observaram com os ensaios experimentais que o desgaste do pneumático, intensificado pela realização de curvas, provoca mudanças representativas nas propriedades de *cornering stiffness* e torque auto-alinhante que devem ser consideradas no modelo do pneumático para elevadas acelerações laterais.

Schröder e Chung (1995) utilizaram modelos não lineares desenvolvidos em sistemas multicorpos, com modelos matemáticos baseados na "fórmula mágica" para representar as forças e momentos nos pneumáticos, como ferramenta de simulação para investigar como as principais características do pneu influenciam na resposta transiente lateral de veículos de passageiros empregando o Método de Avaliação dos Quatro Parâmetros. Os estudos realizados mostraram que o aumento do *cornering stiffness* promove melhorias marcantes no desempenho em dirigibilidade dos veículos, já o aumento no torque auto-alinhante tem menor efeito sobre o desempenho em dirigibilidade.

Por sua vez, Xia e Willis (1995) usaram um modelo não linear desenvolvido em sistemas multicorpos, utilizando a "fórmula mágica" como modelo matemático para os pneumáticos, e um modelo analítico linear para: (1) estudar o comportamento de dirigibilidade utilizando diferentes métodos de avaliação e (2) estudar a influência de características do pneumático no comportamento linear de

dirigibilidade dos veículos de passageiros, fazendo uso do Método de Avaliação dos Quatro Parâmetros. A partir dos resultados obtidos com o modelo analítico linear, também constataram que valores maiores do *cornering stiffness* do pneumático implicam em um melhor desempenho linear de dirigibilidade do veículo.

Bernard e Clover (1995) apresentam um modelo matemático para pneumáticos que possam ser utilizadas em simulações com baixas velocidades. A partir dos estudos Bernard e Clover conseguem obter equações diferenciais para o escorregamento longitudinal e ângulo de escorregamento que são numericamente bem comportados em velocidades baixas e velocidade nula. E propõem o desenvolvimento de um modelo matemático de pneumático mais robusto, baseado nos modelos clássicos para descrever dos transientes no desenvolvimento da força lateral, para representar a interface pneu / pavimento o qual poderia ser utilizados em aplicações de altas e baixas velocidades.

Schröder e Duchow (1997) concluem que simulações de dirigibilidade com modelo pneumático / veículo podem ser realizadas com precisão razoável e que os modelos quando validados podem ser usados para dar um *feedback* nas mudanças dos parâmetros e as influências de variáveis de projeto na dirigibilidade do veículo, a partir da utilização de um modelo complexo de uma combinação cavalo / semi-reboque desenvolvido no ADAMS e validado experimentalmente.

Qu e Liu (2000) avaliam as influências não lineares dos pneumáticos no comportamento do esterço em regime permanente, na resposta dinâmica e na estabilidade de dirigibilidade do veículo. Qu e Liu também apresentam um critério analítico de estabilidade obtido aplicando um modelo de perturbação não linear no comportamento em curva do pneumático.

Mais recentemente, tem-se observado uma tendência de utilizar novas abordagens para desenvolvimento de modelos de pneus para estudos de dinâmica veicular. Um exemplo é o trabalho apresentado Noomwongs *et al.* (2003), no qual utiliza-se de um modelo de bicicleta, com 2 (dois) graus de liberdade, em conjunto com um dispositivo experimental chamado de pneu *Hardware In-The-Loop Simulator* (HILS) para avaliações de estabilidade e dirigibilidade. O pneu HILS é uma combinação de uma simulação e uma parte experimental. Os dados que caracterizam o comportamento do pneu são medidos experimentalmente e

alimentam o modelo matemático do veículo on-line durante a simulação computacional.

Também se observa avanços no desenvolvimento de um modelo matemático de pneu chamado de FTire, bastante adequado para aplicações de sistemas multicorpos e ambientes do método dos elementos finitos. A abordagem utilizada no modelo matemático FTire de pneumáticos considera as mais relevantes fontes de excitação e mecanismos de transferência não-linear até elevadas frequências e comprimentos de onda extremamente curtos. (GIPSER, 2008). O modelo matemático FTire de pneus utiliza uma formulação que foi desenvolvida baseada em três (03) outros modelos matemáticos desenvolvidos por Michael Gipser.

O modelo de pneumáticos FTire pode ser utilizado para realização de simulações de suspensões ou de veículos completos. Para estudos de dirigibilidade ele pode ser utilizado para a realização de manobras em pistas planas, em pistas moderadamente irregulares (assimétricas) e até em pistas com níveis elevados de irregularidades.

3. REVISÃO TEÓRICA

3.1. Introdução

O objetivo deste capítulo é apresentar uma revisão teórica dos conceitos utilizados neste trabalho. A revisão teórica está dividida em seções que abordam os aspectos fundamentais de dinâmica veicular, os conceitos de dinâmica lateral relevantes aos veículos combinados, um modelo simplificado de um veículo combinado com 3 graus de liberdade e a modelagem de pneumáticos utilizados para estudos de dinâmica lateral.

3.2. Aspectos fundamentais de dinâmica veicular

A dinâmica veicular tem como objetivo o estudo dos movimentos dos veículos pode ser classificada acordo com a direção do movimento que se deseja estudar,

conforme o sistema de coordenadas. Sendo assim, podemos dividir a dinâmica veicular nas seguintes grandes áreas:

- Dinâmica longitudinal;
- Dinâmica vertical;
- Dinâmica lateral.

Para representar os movimentos do veículo, é utilizado o sistema de coordenadas ortogonais fixo ao centro de gravidade (C.G.) do veículo. Conforme convenção da SAE (Sociedade de Engenharia da Mobilidade) (DEN HARTOG¹ *apud* GILLESPIE, 1992) as coordenadas utilizadas para o sistema de coordenadas fixo ao veículo são:

- x – Para a frente no plano de simetria longitudinal
- y – Lateral para o lado direito do veículo
- z – Vertical para baixo em relação ao veículo
- p – Velocidade de rolagem em torno do eixo x
- q – Velocidade de arfagem em torno do eixo y
- r – Velocidade de guinada em torno do eixo z

Os movimentos do veículo são usualmente descritos pelas velocidades (para frente, lateral, vertical, de rolagem, de arfagem e de guinada) em relação ao sistema de coordenadas ortogonais fixo ao centro de gravidade (C.G.) do veículo no qual as velocidades são referenciadas pelo sistema de coordenadas do sistema inercial fixo (GILLESPIE, 1992).

A vantagem de utilizar do sistema de coordenadas fixo ao veículo é que as propriedades de inércia permanecem constantes durante todos os movimentos do veículo.

¹ DEN HARTOG, D. (1948). Mechanics, McGraw-Hill Book Company, Inc. New York, NY, p. 174.

Figura 5: Sistema de coordenadas para o veículo conforme SAE

Fonte: GILLESPIE (1992).

A dinâmica lateral estuda os movimentos translacionais no plano xy e os movimentos de rotacionais de rolagem e guinada do veículo, conforme o sistema de coordenadas fixo ao veículo e “aborda os aspectos de dirigibilidade, controle e estabilidade laterais dos veículos” (SILVA, 2004).

3.3. Dirigibilidade

Na literatura observa-se a existência de diferentes termos, como *cornering*, *turning* ou resposta direcional, que se referem às características objetivas de dirigibilidade ou *handling* dos veículos. Num sentido restrito, a dirigibilidade do veículo refere-se à capacidade de sustentação de aceleração lateral e de mudança de direção (SILVA, 2004). Gillespie (1992) e Milliken e Milliken (1995) definem a dirigibilidade ou *handling*, de forma mais ampla, como o comportamento, em malha fechada, do sistema motorista-veículo. A dirigibilidade dos veículos automotivos é composta pelas interações entre o veículo, o pavimento e o ambiente, que são modificadas e controladas pelo motorista, constituindo-se um sistema em malha fechada. No entanto, Milliken e Milliken (1995) destacam a dificuldade em se representar o comportamento do motorista em uma análise, por isto os engenheiros dedicam maior atenção ao controle e à estabilidade do veículo como parte componente do sistema.

Chen e Crolla (1998) indicam que a dirigibilidade de um veículo pode ser medida de três formas distintas, por avaliações subjetivas, utilizando um veículo

atual, por avaliações objetivas, em testes de malha aberta, com o veículo instrumentado ou com a utilização de simulações computacionais baseadas nas características, atuais ou hipotéticas, do veículo. Observam ainda que durante o projeto e o desenvolvimento do veículo todas as três abordagens desempenham papéis importantes nos diferentes estágios de desenvolvimento do veículo.

A utilização de simulações computacionais nas fases iniciais do projeto de veículos automotores favorece na melhoria das características subjetivas e objetivas de um novo automóvel. Já as avaliações subjetivas são muito importantes nas fases finais de desenvolvimento do veículo e constituem-se como o método mais confiável de obter boas qualidades de dirigibilidade. As avaliações subjetivas devem ser conduzidas por motoristas experientes e habilitados, que sejam capazes de sugerirem mudanças para melhorar a dirigibilidade do veículo. No entanto, para realizar as avaliações subjetivas é necessário dispor de um protótipo físico do veículo para realizar os testes em pista, o que demanda tempo e elevados custos. (CHEN e CROLLA, 1998).

Chen e Crolla (1998) também apresentam métricas na tentativa de correlacionar dados subjetivos, adquiridos com o protótipo físico, com resultados objetivos, obtidos com o modelo validado do veículo, com objetivo de identificar oportunidades de melhorias na dirigibilidade do veículo.

As avaliações de dirigibilidade devem ser conduzidas de acordo com o tipo de comportamento, permanente ou transiente, do veículo que se deseja analisar.

Para identificação das características de dirigibilidade em regime permanente normalmente utiliza-se a manobra de curva de raio constante. Pasquini (1998) *apud* Silva (2004) define a manobra:

[...] Esta manobra consiste em acelerar o veículo até uma velocidade desejada, em trajetória circular, com raio constante de 30 a 50 m. Quando a condição de regime permanente é atingida, os dados como a aceleração lateral, o ângulo de escorregamento lateral do veículo e o ângulo de rolagem são medidos.

Já para analisar as características transientes de dirigibilidade do veículo utilizam-se as manobras de entrada de esterço degrau, de mudança simples de pista e de dupla mudança de pista.

A manobra de entrada degrau consiste em (PASQUINI, 1998 *apud* SILVA, 2004):

[...] aplicar uma entrada degrau no volante do veículo, fazendo com que o veículo faça uma trajetória circular. A velocidade usual é estabelecida entre 80 e 120 km/h e a aceleração lateral entre 4 e 6 m/s². Os dados obtidos são o ângulo de esterço da direção, a velocidade de guinada, a aceleração lateral, o ângulo de escorregamento lateral e o ângulo de rolagem.

Nas manobras de mudança de pista avalia-se o desempenho do veículo para manobras específicas e realísticas (ISO, 2000). Na mudança simples de faixa, o veículo é submetido a uma translação lateral de uma largura da pista. Na dupla mudança de pista, o veículo é submetido a uma translação lateral de uma largura da pista e retorno para pista inicial.

O comportamento de dirigibilidade do veículo pode ser avaliado em duas diferentes condições de baixa e alta velocidade.

Quando o veículo executa curvas em baixa velocidade, normalmente em manobras de estacionamento, os pneus não desenvolvem força lateral. Os pneus rolam sem ângulo de escorregamento lateral. Considerando que as rodas traseiras do veículo não apresentam ângulo de escorregamento (eixos traseiros não-esterçáveis), o centro de curvatura ficará situado na projeção do eixo traseiro veículo. A intersecção das projeções perpendiculares dos pneus dianteiros com a projeção do eixo traseiro define o centro de curvatura, conforme mostrado na Figura 6. Esta geometria define a geometria de Ackerman ou esterçamento de Ackerman, termos frequentemente usados para indicar a exata geometria das rodas dianteiras (GILLESPIE, 1992), mostradas na Figura 6, na qual as rodas dianteiras, interna e externa à curva, apresentam a mesma tendência de esterço e é considerada a geometria ideal.

Figura 6: Geometria de um veículo em curva de baixa velocidade

Fonte: GILLESPIE (1992).

Em altas velocidades para se opor à aceleração lateral os pneus desenvolvem forças laterais, e conseqüentemente, cada uma das rodas apresentará ângulos de escorregamento enquanto o pneu rola. O ângulo de deriva é o ângulo formado entre o vetor velocidade e a direção longitudinal do pneu.

A força lateral é chamada de “*cornering force*” quando ângulo de cambagem é nulo. Para pequenos ângulos de escorregamento (5 graus ou menos) a força lateral apresenta uma relação linear com o ângulo de escorregamento ou ângulo de deriva, α .

A constante de proporcionalidade C_{α} , conhecida como *cornering stiffness* é a inclinação da curva do ângulo de escorregamento (α) versus a força lateral (F_y) para $\alpha = 0$. O *cornering stiffness* depende de diversas variáveis significativas como: tamanho e tipo (radial ou transversal) do pneu, número de cintas, ângulos das cintas, largura da roda e banda de rodagem. No entanto, os fatores de maior influência, no valor desta constante, são o carregamento vertical e a pressão interna (GILLESPIE, 1998).

3.3.1. Modelagem da dinâmica lateral de um veículo longo combinado utilizando um modelo linear com 03 (três) graus de liberdade

O modelo de 03 (três) graus de liberdade para representar uma combinação veicular é o modelo mais simples para estudar o comportamento em dirigibilidade

deste tipo de veículo. A Figura 7 apresenta a vista superior de um veículo longo combinado, no qual cavalo reboca um semi-reboque de um eixo durante uma curva. Considerando as seguintes hipóteses simplificadoras:

- A curva apresenta um raio muito maior em relação às dimensões de comprimento e a largura do veículo;
- A velocidade de deslocamento do veículo faz com que a aceleração lateral do veículo seja suficientemente pequena de modo que possa ser considerado que o pneu trabalha somente no regime linear.

Desta forma é possível realizar uma análise linear para deduzir uma expressão para o gradiente de sub-esterçamento para esta combinação veicular.

Figura 7: Vista superior de um cavalo/semi-reboque em curva

Considerando a representação da combinação veicular apresentada na Figura 8, obtemos um modelo similar ao “modelo da bicicleta”, no entanto, com três rodas. Observando a Figura 8 é possível identificar as seguintes relações numa curva para a direita, na qual todos os ângulos de escorregamento laterais são negativos.

$$\frac{l_1}{\rho} = \delta + \alpha_1 - \alpha_2 \quad (1)$$

$$\frac{l_2}{\rho} = \Gamma + \alpha_2 + \frac{x_{FW}}{\rho} - \alpha_3 \quad (2)$$

Figura 8: Representação de três-rodas de um cavalo / semi-reboque utilizando modelo da bicicleta

Observa-se que a relação apresentada pela equação (1) é independente do tipo de veículo, veículo de uma única unidade ou a unidade motora de um veículo longo combinado. Analogamente, o ganho adimensional de curvatura do trajeto percorrido por um veículo longo combinado também é representado pela mesma equação que utilizada para os veículos de única unidade, como mostrado na equação (3) abaixo.

$$\frac{l_1/\rho}{\delta} = 1 + \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\delta} \quad (3)$$

No entanto, é necessário observar que a diferença entre os ângulos de escorregamento lateral da dianteira e traseira mudam quando a unidade motora reboca a unidade movida. O veículo rebocado poderá se apresentar mais ou menos sub-esterçante dependendo da localização da quinta-roda e resultando em mudanças: (1) nas cargas nos eixos e (2) no *cornering compliance* dos pneus dianteiros e traseiros.

Em uma curva de regime permanente, o equilíbrio demanda que as seguintes relações sejam satisfeitas:

$$F_{y1}/F_{z1} = F_{y2}/F_{z2} = F_{y3}/F_{z3} = \frac{V^2}{\rho g} \quad (4)$$

E para valores pequenos de aceleração lateral:

$$F_{yi} = C_{\alpha i} \alpha_i \quad (5)$$

Em que $C_{\alpha i}$ é o *cornering stiffness* total de todos os pneus no *i-ésimo* eixo. Combinando as equações (1), (2), (4) e (5), tem-se que:

$$\delta = \frac{l_1}{\rho} + \frac{V^2}{\rho g} \left[\frac{F_{z1}}{C_{\alpha_1}} - \frac{F_{z2}}{C_{\alpha_2}} \right] \quad (6)$$

$$\Gamma = \frac{l_T}{\rho} + \frac{V^2}{\rho g} \left[\frac{F_{z2}}{C_{\alpha_2}} - \frac{F_{z3}}{C_{\alpha_3}} \right] \quad (7)$$

Em que $l_T = l_2 - x_{FW}$

A equação (6) descreve o comportamento do ângulo de esterçamento do cavalo mecânico e a equação (7) o ângulo de articulação entre o cavalo mecânico e o semi-reboque.

Verifica-se que as equações (6) e (7) podem ser reescritas como:

$$\delta = \frac{l_1}{\rho} + \bar{K} \frac{V^2}{\rho g} \quad (8)$$

$$\Gamma = \frac{l_T}{\rho} + \bar{K}_T \frac{V^2}{\rho g} \quad (9)$$

Em que:

$\bar{K}$ é o gradiente de sub/sobre-esterçamento do cavalo mecânico, em [rad/g]

$\bar{K}_T$ é o gradiente de sub/sobre-esterçamento do semi-reboque, em [rad/g]

Observa-se que, em velocidade nula, o ângulo de articulação Γ é igual ao ângulo l_T/ρ . De acordo com o aumento da aceleração, o ângulo de articulação Γ aumentará ou diminuirá, a partir da velocidade nula, dependendo se gradiente de sub-resterçamento do semi-reboque for positivo ou negativo.

Dividindo a equação (6) pela equação (7), obtêm-se a razão que pode ser definida como ganho do ângulo de articulação.

$$\frac{\Gamma}{\delta} = \frac{l_T/l_1 + \bar{K}_T \left(\frac{V}{\sqrt{l_1 g}} \right)^2}{1 + \bar{K} \left(\frac{V}{\sqrt{l_1 g}} \right)^2} \quad (10)$$

A partir de uma verificação, observa-se que a equação acima apresenta quatro (04) diferentes tipos de resposta direcional em regime permanente para a combinação veicular cavalo/semi-reboque. A seguir, será examinado e discutido cada um destes casos.

Caso (1): $\bar{K} > 0$ e $\bar{K}_T > 0$

Para estas condições, o cavalo e o semi-reboque são sub-esterçantes. Neste caso o ganho do ângulo de articulação é finito e positivo para todos os valores de velocidade de deslocamento da combinação veicular. O ganho do ângulo de articulação Γ/δ é mostrado como uma função da velocidade de deslocamento na Figura 9 para dois subcasos.

Figura 9: Ganho do ângulo de articulação versus a velocidade ($K > 0, K_T > 0$)

Caso (2): $\bar{K} > 0$ e $\bar{K}_T < 0$

Neste caso, o cavalo é sub-esterçante e o semi-reboque é sobre-esterçante. Observa-se que o ganho do ângulo de articulação permanece finito para todos os valores de velocidade de deslocamento da combinação veicular, como indicado na Figura 10. Também verifica-se que na velocidade de deslocamento da combinação veicular igual à:

$$V = V_{ct} = \sqrt{\frac{l_T g}{-\bar{K}_T}} \quad (11)$$

O ganho do ângulo de articulação muda de positivo para negativo.

Figura 10: Ganho do ângulo de articulação versus a velocidade ($K > 0$, $K_T < 0$)

Caso (3): $\bar{K} < 0$ e $\bar{K}_T > 0$

Neste caso, o cavalo é sobre-esterçante e o semi-reboque é sub-esterçante. Observa-se que o denominador da equação (10) se aproxima do zero de acordo com que a velocidade de deslocamento da combinação veicular se aproxima da velocidade crítica, V_c , onde:

$$V_c = \sqrt{\frac{l_1 g}{\bar{K}}} \quad (12)$$

Na velocidade crítica, o ganho do ângulo de articulação tende a infinito como indicado na Figura 11. Na velocidade crítica, a combinação veicular acotovela dentro

da curva, resultado indicando uma instabilidade do tipo “acotovelamento do cavalo mecânico”.

Figura 11: Ganho do ângulo de articulação versus a velocidade ($K < 0, K_T > 0$)

Caso (4): $\bar{K} < 0$ e $\bar{K}_T < 0$

Quando ambos o cavalo e o semi-reboque são sobre-esterçantes e $\bar{K}_T/\bar{K} < l_T/l_1$, um comportamento de curva em regime permanente similar ao caso (3) é obtido, conforme mostrado na Figura 12. Novamente, quando $V = V_c$ uma instabilidade do tipo “acotovelamento do cavalo mecânico” ocorrerá. No entanto, quando $\bar{K}_T/\bar{K} > l_T/l_1$, o ganho do ângulo de articulação aumenta com a redução da velocidade. A medida que a velocidade de deslocamento aumenta, o ganho chega até zero e se aproxima de infinito negativo, e V se aproxima da velocidade crítica. Neste momento a combinação veicular apresenta uma instabilidade do tipo “balanço do semi-reboque”, conforme mostrado na Figura 13

Figura 12: Ganho do ângulo de articulação versus a velocidade ($K < 0, K_T < 0$)

Figura 13: Ganho do ângulo de articulação versus a velocidade ($K < 0, K_T > 0$)

Nas análises acima apresentadas foram ignorados os torques auto-alinhantes, os momentos devido à utilização de pares de pneus, os efeitos de pequeno espaçamento entre os eixos e outras fontes efetivas de *compliance* que não o *cornering compliance* dos pneus. Deve-se ressaltar também que os reboques e semi-reboques são normalmente carregados de modo que o *cornering compliance* dos eixos dianteiros e traseiros sejam essencialmente iguais, resultando num comportamento de esterçamento neutro.

3.3.1.1. Diagrama de dirigibilidade para veículos longos combinados

O diagrama de dirigibilidade (*Handling diagram* ou *H-diagram*) é um método utilizado para avaliação da estabilidade lateral de veículos e possibilita uma clara caracterização da existência de condições de operação instáveis para a combinação veicular. O diagrama de dirigibilidade foi desenvolvido por Pacejka para facilitar o estudo da resposta de guinada ao esterçamento, em regime permanente, através da relação indicada na equação (8) com $l_1 = l$ e $\rho = R$, abaixo indicada.

$$\delta = \frac{l}{R} + K \frac{V^2}{gR} \quad (13)$$

O diagrama H é um gráfico que simplesmente apresenta esta relação. O termo (V^2/gR) é a variável dependente, enquanto a $l/R - \delta$ é a variável independente e a inclinação da curva é descrita pelo inverso do gradiente de sub-esterçamento $(1/K)$. No entanto, o comportamento de guinada da unidade veicular com este diagrama assume a hipótese que os pneumáticos apresentam comportamento linear, e sendo assim, o gradiente de sub-esterçamento (K) é constante em todo o intervalo da aceleração centrípeta (V^2/gR) .

No caso de combinações veiculares reais, com pneumáticos com comportamento não linear, o gradiente de sub-esterçamento (K) não permanece constante, ocorrendo a mudança do comportamento sub-esterçante até o sobre-esterçante. Para qualquer veículo o qual exibe características sobre-esterçante, numa região da curva de dirigibilidade, existe a velocidade crítica (V_c) acima da qual o veículo exibirá comportamento instável em guinada.

O critério para estabilidade direcional, para um veículo no qual exibe um comportamento não linear, numa curva de raio constante é expressa em (14) desigualdade.

$$\frac{\partial(\delta)}{\partial(V^2/gR)} > 0 \quad (14)$$

Para pequenas perturbações no regime permanente, a equação (14) pode ser reescrita como:

$$\frac{\partial(l/R - \delta)}{\partial(V^2/gR)} > gl/V^2 \quad (15)$$

ou

$$\frac{\partial(V^2/gR)}{\partial(l/R - \delta)} > V^2/gl \quad (16)$$

3.3.1.2. Considerações sobre o equacionamento para a resposta transitória

A seção anterior apresentou a abordagem para estudo da resposta em regime permanente para os veículos longos combinados a partir da utilização de dois (02) modelos da bicicleta, um para a unidade motora e outro para a unidade rebocada.

Aplicando a 2ª lei de Newton nos corpos que representam o cavalo e semi-reboque na Figura 14 obtêm-se as equações de movimento da combinação veicular que definem a resposta do veículo em regime transitório.

Figura 14: Principais dimensões de um modelo da bicicleta para um cavalo/semi-reboque.

FONTE (GUTIÉRREZ, 1999)

Estas equações de movimento descrevem as relações em separado entre as forças que atuam no centro de gravidade (c.g.) do cavalo mecânico e no c.g. do semi-reboque ou unidade movida. No caso do cavalo mecânico trata-se da soma das forças laterais e dos momentos de guinada em torno do seu c.g. Para o semi-reboque o balanço entre as forças e momentos deve existir quando da realização de uma curva em regime permanente. As equações resultantes para o cavalo e o semi-reboque são:

Para o cavalo mecânico

$$M_1(v' + V \cdot r_1) = Fy_{f1} + Fy_{r1} + Rd5_{2Y} \quad (17)$$

$$I_{zz1} \cdot r_1 = L_{f1} \cdot Fy_{f1} - L_{r1} \cdot Fy_{r1} - L_{r15} \cdot Rd5_{1Y} \quad (18)$$

E para o semi-reboque

$$0 = Rd5_{1X} - Fy_{r2} \cdot \Gamma \quad (19)$$

$$M_2[v' + V.r_1 - (L_{r15} + L_{f2})r_1' - L_{f2}.F'''] = Fy_{r2} - Rd5_{1Y} \quad (20)$$

$$I_{zz2}(r_1 + F''') = -L_{f2}.Rd5_{1Y} - L_{f2}.Rd5_{1Y}.F' - L_{r2}.Fy_{r2} \quad (21)$$

É possível eliminar as forças na quinta roda utilizando as equações (17) a (21) para o cavalo mecânico. E ainda deve-se incluir, através de manipulações matemáticas, as forças nos pneus e os ângulos de escorregamento. As equações resultantes destas manipulações formam um sistema de equações diferenciais lineares que expressam a natureza dos movimentos transitórios da combinação veicular.

A solução deste sistema de equações diferenciais lineares com coeficientes constantes recai num conjunto de três equações lineares homogêneas e algébricas que possui solução não trivial, a qual define a resposta transitória do sistema formado pelo cavalo e o semi-reboque, é representada por uma equação característica na forma de um polinômio de ordem quatro, como indicado abaixo:

$$K_4(V\lambda)^4 + K_3(V\lambda)^3 + K_2(V\lambda)^2 + K_1(V\lambda) + K_0 = 0 \quad (22)$$

Se todos os coeficientes da equação acima forem números reais, será possível encontrar as raízes (λ) da equação característica, que fornecerão informações sobre o comportamento do veículo combinado após cessar a perturbação externa (GUTIÉRREZ, 1999).

3.4. Modelagem de pneus para estudos de dinâmica lateral

Os pneumáticos são de fundamental importância na dinâmica lateral dos diferentes tipos veículos, pois as forças laterais, responsáveis pela sustentação do veículo durante a execução de curvas, são geradas na interface pneu-pavimento.

O comportamento físico dos pneumáticos constitui-se como a mais importante característica não-linear dos veículos. A utilização de modelos lineares para pequenos ângulos de esterço podem ser utilizados para avaliações preliminares. Mas se é desejada uma análise mais detalhada e realística do comportamento do veículo faz-se necessário utilizar modelos não-lineares para avaliação da resposta direcional e da estabilidade dos veículos.

Pacejka (2006) observa que o desempenho do pneu como uma estrutura de geração de forças e momentos é o resultado de uma combinação de diversos aspectos dos pneumáticos. O autor divide a importância de cada aspecto para os comportamentos em regime permanente e transiente e os aspectos de simetria (no plano) e anti-simetria (fora do plano). A Tabela 2 apresenta a influência de fatores na resposta do pneumático. Os aspectos mais importantes no comportamento do pneumático, para o regime permanente e transiente/vibratório, estão destacados em negrito.

Tabela 2 - Fatores de influência no comportamento dinâmico do pneu.

Funções primárias e efeitos secundários			
	Regime permanente	↔	Regime transiente/vibratório
Simétrica (no plano)	Carregamento	Deflexão radial	Amortecimento
	Frenagem/Aceleração Resistência ao rolamento	Distorção escorregamento tangencial	e Acoplamento dinâmico Vibrações naturais
Assimétrica (fora do plano)	Manobra em curva	Escorregamento lateral e distorção	Atraso de fase
	Pneumatic trail Overturning couple		Desestabilização Vibrações naturais

Os principais fatores que influenciam na resposta dinâmica do pneumático são apresentados na Figura 15. O vetor de entrada do sistema contém as características do pneumático ou condições de trabalho e o vetor de saída do sistema contém as forças e momentos gerados pelos pneus. (PACEJKA, 2006).

Figura 15: Grandezas de entrada/saída para o pneu (a superfície do pavimento é considerada plana)

Fonte: PACEJKA (2006).

Na literatura verifica-se a existência de diferentes abordagens para a modelagem matemática do comportamento dinâmico dos pneus de acordo com a aplicação. Hoffman, Fischer e Ritcher (1992) indicam que não é possível utilizar um único modelo de pneu que seja apropriado para todas as aplicações de estudos em dinâmica veicular, e mesmo se houvesse tal modelo, este seria muito complicado para utilização em simulações de rotina. Consequentemente, Pacejka (2006) observa que diferentes níveis de precisão e complexidade podem ser introduzidos dependendo da aplicação.

A Figura 16 apresenta quatro (04) categorias de abordagem de modelos matemáticos para representar o comportamento do pneumático, desde uma essencialmente empírica até um complexo e detalhado modelo físico.

Figura 16: Quatro categorias de possíveis tipos de abordagens para desenvolver um modelo matemático de pneu

Fonte: PACEJKA (2006).

A formulação da modelagem dos pneus através da descrição das características medidas experimentalmente do pneu possui estrutura e parâmetros que permitem descrever o comportamento do pneumático através de procedimentos de regressão que ajustam adequadamente os dados de medição. O modelo mais conhecido que utiliza esta abordagem é o modelo de pneu da “fórmula mágica”, que apresenta um excelente ajuste das curvas da força lateral, força longitudinal e do torque auto-alinhante (PACEJKA, 2006).

Pacejka (2006) destaca que a medida que o modelo matemático do pneu se torna mais complexo e detalhado é mais difícil aplicá-lo na simulação dos movimentos do veículo, porém torna-se mais apropriado para análises mais detalhadas do desempenho do pneu em relação à sua construção.

Qu e Liu (2000) observam que os modelos teóricos típicos como o modelo de Fiala, modelo de Gim etc, os quais a relação entre a força lateral e o ângulo de escorregamento lateral é expressa em uma forma polinomial com alguns parâmetros

determinados em testes. No entanto, do ponto de vista da prática, os modelos empíricos, que contém um maior número de coeficientes determinados por experimentos, são mais convenientes para simulação dinâmica do veículo.

4. DESENVOLVIMENTO DO MODELO DO VEÍCULO

Será abordada neste capítulo a descrição da modelagem do veículo utilizado neste estudo apresentando todas as características do veículo utilizadas para a modelagem dos componentes dos subsistemas do veículo.

4.1. Características gerais do veículo

O veículo utilizado neste estudo é uma combinação veicular comercial pesada constituída por um cavalo mecânico, unidade motora, e um semi-reboque, unidade movida, desenvolvido por uma multinacional. As características gerais do veículo são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Características gerais do veículo combinado

Característica		Valores
Massa total do veículo carregado		3.59586e4 kg
Massa total do cavalo mecânico		8.695 kg
Cavalo	Distância entre eixos	4.660 mm
	Bitola dianteira	2.086 mm
	Bitola traseira	1.975
	Balanço traseiro	811 mm
	Comprimento total	6.982 mm
	Altura do centro de gravidade	826 mm
	Pneus dianteiros	2 pneus FH55 295/80 R22.5
	Pneus traseiros	4 pneus FH55 295/80 R22.5
Semi reboque	Distância entre eixos	1.250 mm
	Bitola	1.830 mm
	Altura do centro de gravidade	1.831 mm
	Pneus	8 pneus FH55 295/80 R22.5

4.2. Modelo completo do veículo em sistemas multicorpos

O modelo em sistemas multicorpos foi desenvolvido com o auxílio da ferramenta MSC.Adams/Car. Este *software* permite a modelagem dos elementos do veículo a partir dos subsistemas e em seguida é possível obter o modelo de veículo completo a partir de uma montagem de todos subsistemas que o compõe.

O modelo da combinação veicular foi dividido em duas partes: o cavalo mecânico e o semi-reboque.

O modelo do cavalo mecânico é composto por 8 subsistemas: suspensão dianteira, conjunto de rodas e pneus dianteiros, suspensão traseira, conjunto de rodas e pneus traseiros, sistema de direção, quadro, cabina e trem de força.

O modelo do semi-reboque é constituído por 3 subsistemas: suspensão, quadro e conjunto de rodas e pneus.

Nas seções a seguir serão descritas as características de cada subsistema da combinação veicular.

4.2.1. Cavalo mecânico

4.2.1.1. Suspensão dianteira

O modelo em sistemas multicorpos da suspensão dianteira é composto pelo eixo dianteiro, dois (02) feixes de molas parabólicas, barra estabilizadora dianteira e dois (02) amortecedores hidráulicos telescópicos de dupla ação.

O eixo dianteiro foi modelado como corpo rígido considerando as seguintes propriedades inerciais:

Tabela 4 - Propriedades de massa e inércia do eixo da suspensão dianteira do cavalo mecânico

Massa:	113,4	[kg]
Momentos de inércia:	$I_{xx} = 3,9716E+007$	[kg·mm ²]
	$I_{xy} = 0$	
	$I_{yy} = 1,167E+006$	
	$I_{yz} = 0$	
	$I_{zz} = 3,870E+007$	
	$I_{zx} = 3,195E+004$	

De modo a representar as propriedades inerciais de todos os elementos da suspensão dianteira, consideraram-se ainda como elementos do eixo dianteiro: barra de direção (*tie-rod*), tambores de freios e montante e cubo de roda. As propriedades de massa destes elementos são apresentadas na Tabela 5

Tabela 5 - Propriedades de massa de elementos da suspensão dianteira do cavalo mecânico

Elemento	Massa [kg]
Barra de direção	12,4
Montante de roda	30,5
Cubo de roda + Tambor de freio	86

A barra de direção, os tambores de freios e os montantes e os cubos de roda também foram modelados como corpos rígidos. O modelo elaborado no MSC.ADAMS/Car do conjunto formado pelo eixo dianteiro, amortecedores telescópicos, montantes e cubos de roda e as barras de direção são apresentados na Figura 17

Figura 17: Sistema de suspensão dianteiro do cavalo mecânico - Eixo, montantes de roda, amortecedores telescópicos e barras de direção.

A suspensão dianteira do cavalo mecânico utiliza um feixe de molas parabólico composto por três (3) lâminas de estágio único. O peso total de cada feixe de molas é de 71 kg. A rigidez do feixe de molas dianteiro é de 16 kgf/mm.

O MSC.Adams permite a criação de feixes de molas utilizando o modelo de viga de Timoshenko. A criação dos feixes de molas é realizada com o editor de feixe de molas (*Leafspring editor*) na qual são necessárias as informações de:

- Geometria do feixe de molas na posição livre (sem pré-carga);
- Número de lâminas;
- Geometria e propriedades inerciais do jumelo;
- Localização dos pontos de conexão do feixe com o quadro e do jumelo com o quadro;

- e) Rigidezes e amortecimentos das buchas que fazem a ligação do feixe com o quadro e com o jumelo e das buchas que fazem ligação do jumelo com o quadro;
- f) Posição do eixo em relação ao feixe;
- g) Características do material do feixe;

O processo de modelagem é realizado em três etapas, conforme mostrado por Silva (2004) (Figura 18).

Figura 18: Procedimento de modelagem de feixes de molas no MSC.Adams

Fonte: SILVA (2004)

Primeiramente utilizando o editor de feixes de molas (*Leafspring editor*) é realizada a descrição da geometria não deformada do feixe de molas, a definição da quantidade de lâminas, a descrição da geometria do jumelo e suas propriedades inerciais, o posicionamento da localização dos pontos de conexão do feixe com o quadro e do jumelo com o quadro, a definição das rigidezes e amortecimentos das buchas, a posição do eixo em relação ao feixe (acima ou abaixo do feixe) e as características do material do feixe. Nesta etapa também se define o número de elementos a ser obtido no final da discretização realizada pelo editor de feixes de molas.

O editor de feixes de molas gera um arquivo que pode ser lido no MSC.Adams/View conforme mostrado na Figura 19.

Figura 19: Feixe de molas dianteiro na posição não deformada no MSC.Adams/View

No ambiente do MSC.Adams/View é aplicada uma força normal ao feixe de acordo com sua capacidade de carga. O resultado é feixe de molas deformado na posição de trabalho e com as pré-tensões corretamente aplicadas nos elementos de viga que definem o modelo flexível do feixe de molas. A Figura 20 mostra o feixe de molas parabólico já na posição deformado.

Figura 20: Feixe de molas dianteiro na posição com pré-tensão no MSC.Adams/View

A curva de força versus deformação para o modelo do feixe de molas obtida com o modelo de multicorpos é mostrado na Figura 21. O resultado

obtido para a rigidez destas molas apresenta boa aproximação da rigidez medida do feixe real de 16 kgf/mm (160 N/mm).

Figura 21: Curva Força versus deslocamento para o feixe de molas dianteiras com a aplicação da carga no MSC.Adams/View

Os feixes de molas dianteiros são ligados ao quadro e ao jumelo através de buchas. As curvas de força versus deslocamento (rigidez translacional) e de ângulo versus torque (rigidez rotacional) das buchas são apresentadas nas Figura 22 e Figura 23.

Figura 22: Curva Força versus deslocamento para as buchas de ligação do feixe de molas dianteiro

Figura 23: Curva Torque versus deslocamento angular para as buchas de ligação do feixe de molas dianteiro

Os amortecedores hidráulicos telescópicos de dupla ação da suspensão dianteira foram modelados no MSC.ADAMS/Car e a curva de força versus velocidade que define o comportamento dos amortecedores foi incluída conforme apresentado na Figura 24.

Figura 24: Curva Força versus velocidade para os amortecedores dianteiros

A barra estabilizadora dianteira liga o quadro ao eixo, através da barra de ligação, de modo a aumentar a rigidez de rolagem do eixo dianteiro do

veículo. As conexões do eixo com a barra estabilizadora foram modeladas com buchas. As conexões da barra estabilizadora com a barra de ligação (*droplink*) foram modeladas como juntas esféricas. E as conexões da barra de ligação com o quadro foram modeladas como juntas universais (*hooke joint*). A modelagem da barra estabilizadora como um corpo rígido não seria adequado, pois não estaria sendo considerada a rigidez deste componente. Portanto, a barra estabilizadora dianteira foi modelada como um conjunto de elementos de viga, de modo a representar corretamente a sua rigidez. O MSC.ADAMS/Car disponibiliza recursos para criação de barra estabilizadora como elementos de viga através da utilização da geometria discretizada da barra estabilizadora, das propriedades do material utilizada para construção, e das propriedades de rigidez e amortecimento das buchas que fazem a ligação da barra estabilizadora com o eixo. A Figura 25 apresenta a geometria da barra estabilizadora da suspensão dianteira do cavalo mecânico.

Figura 25: Barra estabilizadora da suspensão dianteira do cavalo mecânico

4.2.1.2. Suspensão traseira

O modelo em sistemas multicorpos da suspensão traseira é composto um conjunto de dois (02) eixos traseiros (anterior e posterior), dois (02) tirantes oblíquos (anterior e posterior), quatro (04) tirantes longitudinais (dois anteriores e dois posteriores), quatro (04) amortecedores hidráulicos telescópicos de dupla ação, duas (02) buchas bipartidas e dois (02) feixes de molas parabólicas

invertidos. Os conjuntos, anterior e posterior da suspensão traseira, são apresentados na Figura 26 e Figura 27.

Figura 26: Suspensão traseira - Conjunto do eixo anterior - Eixo traseiro anterior, amortecedores telescópicos, tirantes longitudinais anteriores e tirante oblíquo anterior

Figura 27: Suspensão traseira - Conjunto do eixo posterior - Eixo traseiro posterior, amortecedores telescópicos, tirantes longitudinais posteriores e tirante oblíquo posterior

Os eixos traseiros foram modelados como corpos rígidos considerando as seguintes propriedades inerciais:

Tabela 6 - Propriedades de massa e inércia dos eixos, anterior e posterior, da suspensão traseira do cavalo mecânico

Massa:	658,9	[kg]
	$I_{xx} = 1,516E+008$	
Momentos de inércia:	$I_{yy} = 1,875E+007$	[kg·mm ²]
	$I_{zz} = 1,573E+008$	

De modo a representar as propriedades inerciais de todos os elementos da suspensão traseira, consideraram-se ainda como elementos do eixo traseiro: tambores de freios e cubos de roda. As propriedades de massa para cada conjunto cubo de roda e eixo traseiro são apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7 - Propriedades de massa de cada par cubo de roda e tambor de freio traseiro

Elemento	Massa [kg]
Cubo de roda + Tambor de freio	61,15

Os tambores de freios e os cubos de roda também foram modelados como corpos rígidos. O modelo elaborado no MSC.ADAMS/Car do conjunto formado pelo eixo, amortecedores telescópicos e cubos de roda traseiros são apresentados na Figura 28.

Figura 28: Conjunto da suspensão traseira do cavalo mecânico

A suspensão traseira do cavalo mecânico utiliza dois (02) feixes de molas parabólicas de ação progressiva compostos por seis (06) lâminas de estágio único. O peso total de cada feixe de molas é de 96 kg e apresentam rigidez de 208.5 kgf/mm (2085 N/mm).

Os feixes de molas parabólicos foram modelados como um conjunto de elementos de viga de Timoshenko.

Os feixes de molas traseiros são ligados ao quadro através de buchas bipartidas, conforme Figura 29. As curvas de força versus deslocamento (rigidez translacional) e de torque versus deslocamento angular (rigidez rotacional) das buchas bipartidas utilizadas na suspensão traseira são apresentadas na Figura 30 e na Figura 31.

Figura 29: Detalhe da suspensão traseira - buchas bipartidas (conexão do feixe de molas com o quadro)

Figura 30: Curva Força versus deslocamento das buchas bipartidas do feixe de molas traseiro

Figura 31: Curva Torque versus deslocamento angular das buchas bipartidas do feixe de molas traseiro

Os tirantes, longitudinais e oblíquos, da suspensão traseira foram modelados como corpos rígidos e fazem a ligação dos eixos anterior e posterior da suspensão traseira com o quadro do cavalo mecânico. Foram utilizadas buchas para representar a conexão entre os tirantes e o quadro do cavalo mecânico. As curvas de força versus deslocamento (rigidez translacional) e de ângulo versus torque (rigidez rotacional) das buchas dos tirantes, longitudinais e oblíquos, utilizadas na suspensão traseira, são apresentadas na Figura 32, Figura 33, Figura 34 e na Figura 35.

Figura 32: Curva Força versus deslocamento das buchas dos tirantes longitudinais da suspensão traseira

Figura 33: Curva Torque versus deslocamento angular das buchas dos tirantes longitudinais da suspensão traseira

Figura 34: Curva Força versus deslocamento das buchas dos tirantes oblíquos da suspensão traseira

Figura 35: Curva Torque versus deslocamento angular das buchas dos tirantes oblíquos da suspensão traseira

Os amortecedores hidráulicos telescópicos de dupla ação da utilizados na suspensão traseira foram modelados no MSC.ADAMS/Car e a curva de força versus velocidade que define o comportamento dos amortecedores foi incluída conforme apresentado na Figura 36.

Figura 36: Curva Força versus velocidade para os amortecedores traseiros

4.2.1.3. Sistema de direção

O sistema de direção do cavalo mecânico é do tipo braço de *Pitman* é composto pelo volante, coluna de direção, caixa de redução, braço de *Pitman* e barras de ligação; e foi modelado como corpo rígido. Os pontos de fixação foram retirados dos desenhos do conjunto fornecidos por um fabricante de veículos comerciais. Para a modelagem da relação de transmissão, obtida através da caixa de redução do sistema de direção, foi utilizado o elemento de acoplamento do MSC.ADAMS/Car que permite o acoplamento do movimento entre duas juntas a partir da utilização da relação de transmissão.

A relação de transmissão considerada para o sistema de direção foi de 28,71:1.

A massa considerada para o sistema de direção foi de 97,44 kg

Figura 37: Modelo do sistema de direção do veículo

4.2.1.4. Conjunto pneu/roda dianteiros

Os pneus dianteiros utilizados no cavalo mecânico são de especificação *Pirelli FH55 295/80 R 22.5*. As características gerais do pneu e as propriedades de massa e inércia do conjunto pneu/roda do cavalo mecânico são mostradas na Tabela 8. O modelo dos pneus no ambiente MSC.Adams é mostrado na Figura 38.

Tabela 8 - Características gerais dos pneus e propriedades de massa e inércia dos conjuntos pneus/rodas dianteiros do cavalo mecânico

Característica		Valores
Largura pneu		295 mm
Diâmetro pneu		1143 mm
Pressão interna pneu		700 KPa
Rigidez vertical pneu		1100 N/mm
Amortecimento pneu		5 N.s/mm
Conjunto pneu/roda		
Massa (conjunto pneu + roda)		100 kg
Momentos de Inércia (conjunto pneu + roda)	lxx	9,5687E+006 kg.mm ²
	lyy	9,5687E+006 kg.mm ²
	lzz	1,7687E+007 kg.mm ²

Figura 38: Modelo do conjunto pneus/rodas dianteiro do cavalo mecânico

4.2.1.5. Conjunto pneu/roda traseiros

Os pneus traseiros utilizados nos eixos, anterior e posterior, do cavalo mecânico são de especificação Pirelli *FH55 295/80 R 22.5*. As características gerais do pneu e as propriedades de massa e inércia do conjunto pneu/roda duplo do cavalo mecânico são mostradas na Tabela 9. O modelo dos pneus no ambiente MSC.Adams é mostrado na Figura 39.

Tabela 9 - Características dos conjuntos pneu/roda traseiros

Característica		Valores
Largura pneu		295 mm
Diâmetro pneu		1143 mm
Pressão interna pneu		700 KPa
Rigidez vertical pneu		2200 N/mm
Amortecimento pneu		10 N.s/mm
Conjunto pneu/roda		
Massa (conjunto pneu + roda)		200 kg
Momentos de Inércia (conjunto pneu + roda)	lxx	2,799E+007 kg.mm ²
	lyy	2,799E+007 kg.mm ²
	lzz	3,606E+007 kg.mm ²

Figura 39: Modelo do conjunto pneus/rodas traseiros, anterior e posterior, do cavalo mecânico

4.2.1.6. Quadro

O quadro do cavalo mecânico que compõe o veículo foi modelado como corpo flexível de modo a representar adequadamente as propriedades de rigidez. Para isto o quadro foi modelado em elementos finitos com o software MSC.Patran e uma análise modal realizada com o software MSC.Nastran. O MSC.Nastran gera um arquivo com extensão .out. O arquivo de extensão .out foi importado no MSC.Adams/View e utilizando o MSC.Adams/Flex é possível realizar a conversão do arquivo .out em um arquivo com extensão .mnf (*Modal Neutral File*) que possibilita a representação das características de:

- Geometria (localização dos nós e conectividade entre os nós);
- Massa e inércia nodal;
- Os modos de vibrar;
- A massa generalizada e rigidez para as formas modais;

O arquivo .mnf pode ser lido pelo MSC.Adams/Car e representar o modelo do quadro flexível do cavalo mecânico.

Os primeiros quatro modos de vibrar são apresentados na Tabela 10. O modelo do quadro flexível utilizado no MSC.Adams/Car é apresentado na Figura 40.

Tabela 10 - Modos de vibrar do quadro

#	Modo de vibrar	Frequência (Hz)
1º	Torção	4,14
2º	Flexão Lateral	11,31
3º	Flexão Lateral	18,79
4º	Flexão Vertical	24,18

Figura 40: Modelo flexível do quadro do cavalo mecânico em ambiente mult corpos

As massas dos tanques de óleo e suporte de baterias, baterias e reservatório de ar foram acrescentadas de modo a considerar a sua influência na massa suspensa do cavalo mecânico. Os valores utilizados são apresentados abaixo:

- Tanque menor: 222 kg
- Tanque maior: 344 kg
- Baterias, suporte e reservatórios: 140 kg

A apresenta as propriedades inerciais do quadro considerando todos os agregados:

Tabela 11 - Propriedades de massa e inércia do quadro com agregados

Massa:	2957.12	[kg]
	$I_{xx} = 1.380E+009$	
	$I_{xy} = 4.490E+007$	
	$I_{yy} = 2.156E+010$	
Momentos de inércia:	$I_{yz} = -8.996E+006$	[kg·mm ²]
	$I_{zz} = 2.282E+010$	
	$I_{zx} = 2.977E+008$	

4.2.1.6.1. Quinta-roda

A quinta-roda é responsável pela ligação entre o cavalo mecânico e o implemento rodoviário, semi-reboque. A quinta-roda está localizada a 285 mm em relação ao centro do eixo anterior da suspensão e foi modelada como um corpo rígido e sua conexão com o quadro foi representada por buchas, conforme Figura 41. A quinta-roda é ligada ao implemento rodoviário através de uma junta de revolução.

Figura 41: Modelo da quinta roda em ambiente multicorpos – Detalhe da ligação da quinta-roda com o quadro

4.2.1.7. Cabina

A cabina do cavalo mecânico foi modelada como um corpo rígido. As propriedades de massa e inércia da cabina foram calculadas levando-se em conta a ocupação total da cabina, ou seja, a presença de 3 (três) passageiros dentro da cabina. A Tabela 12 apresenta as propriedades de massa e inércia da cabina incluindo os 3 (três) passageiros.

Tabela 12 - Propriedades de massa e inércia da cabina, incluindo os 3 passageiros

Massa:	938,7	[kg]
Momentos de inércia:	$I_{xx} = 6,174E+008$	[kg·mm ²]
	$I_{xy} = -6,149E+006$	
	$I_{yy} = 4,416E+008$	
	$I_{yz} = -9,851E+005$	
	$I_{zz} = 6,76E+008$	
	$I_{zx} = 5,488E+007$	

4.2.1.7.1. Suspensão dianteira

A suspensão dianteira da cabina, também chamada de suspensão dianteira secundária do cavalo mecânico, é composta por dois braços oscilantes (*swing arms*), uma barra *panhard*, duas molas helicoidais, dois amortecedores hidráulicos telescópicos de dupla ação e as buchas de ligação dos elementos da suspensão secundária dianteira com a cabina.

Os braços oscilantes e a barra *panhard* foram modelados como corpos rígidos. A Figura 42 mostra a configuração da suspensão dianteira da cabina do cavalo mecânico.

Figura 42: Modelo do sistema de suspensão dianteira da cabina

As molas helicoidais do sistema de suspensão dianteira da cabina possuem rigidez de 60 kgf/mm (588,399 N/mm) e pré-carga de 3.350 N. A Figura 43 apresenta a curva de força versus deslocamento das molas helicoidais utilizadas na suspensão dianteira da cabina.

Figura 43: Curva Força versus deslocamento das molas helicoidais da suspensão dianteira da cabina

Os amortecedores hidráulicos telescópicos de dupla ação da suspensão dianteira da cabina foram modelados no MSC.ADAMS/Car e a curva de força versus velocidade que define o comportamento dos amortecedores foi incluída conforme apresentado na Figura 44.

Figura 44: Curva Força versus velocidade dos amortecedores hidráulicos da suspensão dianteira da cabina

As buchas dos mancais dianteiros e traseiros dos braços oscilantes da suspensão dianteira da cabina foram modeladas utilizando-se as curvas apresentadas da Figura 45 a Figura 48.

Figura 45: Curva Força versus deslocamento das buchas do mancal dianteiro dos braços oscilantes da suspensão dianteira da cabina

Figura 46: Curva Torque versus deslocamento angular das buchas do mancal dianteiro dos braços oscilantes da suspensão dianteira da cabina

Figura 47: Curva Força versus deslocamento das buchas do mancal traseiro dos braços oscilantes da suspensão dianteira da cabina

Figura 48: Curva Torque versus deslocamento angular das buchas do mancal traseiro dos braços oscilantes da suspensão dianteira da cabina

4.2.1.7.2. Suspensão traseira

A suspensão traseira da cabina, também chamada de suspensão traseira secundária do cavalo mecânico, é composta pelas torres de sustentação da cabina, modeladas como corpos rígidos, molas helicoidais,

amortecedores hidráulicos telescópicos de dupla ação, batentes de compressão, batentes de distensão e pelas buchas que fazem a ligação entre os elementos da suspensão traseira da cabina e dos elementos da suspensão traseira com a cabina. A Figura 49 mostra a configuração da suspensão traseira da cabina do cavalo mecânico.

Figura 49: Modelo do sistema de suspensão traseira da cabina

As molas helicoidais do sistema de suspensão traseira da cabina possuem rigidez de 47 kgf/mm (460,912 N/mm) e pré-carga de 3.245 N. A apresenta a curva de força versus deslocamento das molas helicoidais utilizadas na suspensão dianteira da cabina.

Figura 50: Curva Força versus deslocamento das molas helicoidais da suspensão traseira da cabina

Os amortecedores hidráulicos telescópicos de dupla ação da suspensão traseira da cabina foram modelados no MSC.ADAMS/Car e a curva de força versus velocidade que define o comportamento dos amortecedores foi incluída conforme apresentado na Figura 51.

Figura 51: Curva Força versus velocidade dos amortecedores hidráulicos da suspensão traseira da cabina

Os batentes de compressão e distensão foram modelados no MSC.Adams/Car considerando os valores para luz (*clearance*) conforme a Tabela 13

Tabela 13 - Luz (*clearance*) para os batentes da suspensão traseira da cabina

Tipo do batente	Luz (<i>clearance</i>) [mm]
Compressão	220
Distensão	260

As curvas de força versus deslocamento que representam a rigidez destes batentes são apresentadas na Figura 52 e Figura 53.

Figura 52: Curva Força versus deslocamento dos batentes de compressão da suspensão traseira da cabina

Figura 53: Curva Força versus deslocamento dos batentes de distensão da suspensão traseira da cabina

As buchas que fazem a ligação da suspensão traseira da cabina com a cabina foram modeladas no MSC.Adams/Car com as características de rigidez conforme as curvas indicadas na Figura 54 e Figura 55.

Figura 54: Curva Força versus deslocamento das buchas de ligação da suspensão traseira secundária com a cabina

Figura 55: Curva Força versus deslocamento angular das buchas de ligação da suspensão traseira secundária com a cabina

4.2.1.8. Trem de força

O trem de força, composto por motor, câmbio e embreagem, foi modelado como um corpo rígido ligado ao quadro por 4 (quatro) coxins de modo a representar as propriedades inerciais deste sistema e sua ligação com o quadro.

A Figura 56 mostra o modelo do trem de força e a Tabela 14 apresenta as propriedades de massa e inércia dos elementos do trem de força considerados no modelo.

Tabela 14: Propriedades de massa e inércia dos componentes do trem de força

Componente	Massa [kg]	Momentos de Inércia [kg.mm ²]					
		Ixx	Ixy	Iyy	Iyz	Izz	Izx
Motor	806,7	4,3E+07	-6,49E+06	1,04E+08	1,09E+06	8,78E+07	-9,98E+06
Câmbio	370	7,75E+06	0	1,88E+07	0	2,11E+07	0
Embreagem	27,6	3,1E+05	0	1,61E+05	0	1,61E+05	0

Figura 56: Modelo do trem de força

A Figura 57 e Figura 58 mostram a relação força versus deslocamento das buchas, dianteiras e traseiras, utilizadas no modelo MSC.Adams/Car para representar, respectivamente, os coxins, dianteiros e traseiros, que ligam o trem de força ao quadro do cavalo mecânico.

Figura 57: Curva Força versus deslocamento das buchas que representam os coxins dianteiros do trem de força

Figura 58: Curva Força versus deslocamento das buchas que representam os coxins traseiros do trem de força

4.2.2. Semi-reboque

4.2.2.1. Suspensão

A suspensão do implemento (semi-reboque) é composta pelos eixos, anterior e posterior e por quatro (04) feixes de molas semi elípticas do tipo tandem.

Os eixos foram modelados como corpos rígidos e as suas propriedades de massa e inércia são indicadas na Tabela 15.

Tabela 15 - Propriedades de massa e inércia dos eixos do semi-reboque

Massa:	195,119	[kg]
Momentos de inércia:	$I_{xx} = 5,7261E+07$	[kg·mm ²]
	$I_{xy} = 0$	
	$I_{yy} = 4,6045E+010$	
	$I_{yz} = 0$	
	$I_{zx} = -6,9817E+08$	
	$I_{zz} = 4,6081E+010$	

Os feixes de molas parabólicos do semi-reboque também foram modelados como um conjunto de elementos de viga de Timoshenko.

O conjunto da suspensão do semi-reboque formado pelos eixos, feixes de molas, pneus e rodas é mostrado na Figura 59.

Figura 59: Conjunto da suspensão do semi-reboque

4.2.2.2. Quadro

O quadro e a carroceria do semi-reboque foram modelados no MSC.Adams/Car em conjunto como um corpo rígido (Figura 60).

A mostra propriedades de massa e inércia do semi-reboque.

Massa:	2,54E+004	[kg]
Momentos de inércia:	$I_{xx} = 1,462E+011$	[kg·mm ²]
	$I_{yy} = 1,402E+011$	
	$I_{zz} = 2,622E+010$

Figura 60: Modelo do semi-reboque

4.2.2.3. Conjuntos pneus/rodas

Os pneus utilizados no semi-reboque são FH55 295/80 R 22.5. As características gerais do pneu e as propriedades de massa e inércia do conjunto pneu/roda do semi-reboque são mostradas na Tabela 16. O modelo dos pneus no ambiente MSC.Adams é mostrado na Figura 61.

Tabela 16 - Características gerais dos pneus e propriedades de massa e inércia dos conjuntos pneus/rodas do semi-reboque

Característica		Valores
Largura pneu		295 mm
Diâmetro pneu		1143 mm
Pressão interna pneu		700 KPa
Rigidez vertical pneu		2200 N/mm
Amortecimento pneu		10 N.s/mm
Conjunto pneu/roda		
Massa (conjunto pneu + roda)		200 kg
Momentos de Inércia (conjunto pneu + roda)	lxx	2,799E+007 kg.mm ²
	lyy	2,799E+007 kg.mm ²
	lzz	3,606E+007 kg.mm ²

Figura 61: Modelo dos pneus do semi-reboque

4.2.3. Modelo do veículo completo

O MSC.Adams/Car dispõe de um ambiente de modelagem de subsistemas e uma interface de análise dos sistemas e subsistemas modelados. O MSC.Adams/Car utiliza uma metodologia de modularidade que permite a criação de modelos de veículos completos a partir de montagens dos subsistemas modelados, separadamente, a partir da utilização de comunicadores no ambiente de análise.

O ambiente de análise do MSC.Adams/Car também permite a realização de análises de malha fechada e aberta com os modelos de veículos completos.

A partir dos subsistemas do veículo, que foram modelados e descritos nas seções 4.2.1 e 4.2.2, foi construído o modelo de veículo completo constituído pelos diversos subsistemas do cavalo e do semi-reboque no ambiente de análise do MSC.Adams/Car. A Figura 62 mostra o modelo completo da combinação veicular.

Figura 62: Modelo completo da combinação veicular

5. SIMULAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

O objetivo do presente capítulo é apresentar as análises realizadas para caracterizar o comportamento do veículo combinado em estudo.

Primeiramente, serão mostrados os resultados obtidos com a validação modal do modelo multicorpos do veículo realizada a partir da comparação de resultados obtidos em testes experimentais, fornecidos pelo fabricante do veículo, com os resultados obtidos com o modelo virtual.

Em seguida serão apresentados os resultados das análises de dirigibilidade para caracterizar o comportamento da dinâmica lateral do veículo em termos de dirigibilidade e capotamento. A avaliação do comportamento da combinação veicular será feita mediante a utilização das métricas encontradas na literatura.

5.1. ANÁLISE MODAL

Validação modal

Uma das maneiras de verificar e validar o modelo em sistemas multicorpos é através da avaliação dos modos de vibração. O cálculo desses modos de vibração, no caso amortecido, está relacionado com a massa, a rigidez e o amortecimento do sistema. Assim, se os modos de vibração possuem boa correlação com os encontrados no sistema real, garante-se que o modelo está com valores de massa, rigidez e amortecimento que reproduzem as características dinâmicas do sistema real.

O fabricante do veículo realizou medições com instrumentação adequada para fazer a caracterização experimental dos modos de vibrar da combinação veicular para posteriormente se realizar análises de validação modal.

As análises de validação modal permitiram comparar o comportamento vibracional do veículo combinado real com o modelo virtual desenvolvido em sistemas multicorpos.

Foram realizadas medições em pista as quais forneceram sinais de entrada no veículo aleatórios e em pistas com sinais de entrada discretos (por exemplo: rampa alinhada, rampa defasada e descida de guia) sem os amortecedores da suspensão primária para identificação dos modos de vibrar do veículo combinado.

As análises modais foram realizadas através da linearização do modelo de veículo completo (cavalo mecânico e implementos rodoviários) através de uma representação de espaço de estados em forma de matrizes de estados do modelo. (MSC.Software, 2007).

Os resultados dos modos de vibrar do veículo real e do modelo são apresentados na Tabela 17.

Tabela 17 - Comparação entre modos de vibrar do veículo

	Modo de vibrar	Frequência [Hz]		
		Experimental	Modelo	Diferença Percentual
Cabina	Vertical Traseira	1.27	1.19	6.3%
	Vertical Dianteira	Não definida	2.25	—
	Rolagem	5.1	5.0	2.0%
	Guinada	10	10.55	5.5%
	Lateral Traseira	15.3	13.05	14.7%
	Longitudinal	Não definida	17.46	—
Trem de força	Lateral	4.82	4.47	7.26%
	Arfagem	6.67	7.15	7.95%
	Vertical	9.90	10.84	9.5%
	Guinada	11.76	9.05	23%
	Rolagem	17.65	15.9	9.92%
Eixo dianteiro	Vertical	8.77	8.68	1.03%
	Rolagem	10.75	10.54	1.95%
Eixo traseiro anterior	Vertical	9.52	9.46	0.6%
	Rolagem	13.11	10.5	19.9%
Eixo traseiro posterior	Vertical	9.52	9.46	0.6%
	Rolagem	10.64	12.57	18.13%
Veículo completo	Vertical dianteiro de massa suspensa	1.24	1.32	6.5%
	Vertical traseiro de massa suspensa	4.65	4.69	0.9%
Modos combinados	Vertical dos Implementos	Não definida	3.6	—
	Arfagem dos Implementos	2.61	2.81	7.66%
	Arfagem do cavalo	2.94	2.81	4.42%

Foi verificada uma boa correlação para os modos da cabina. Observou-se o acoplamento do modo vertical traseiro da cabina com o modo vertical dianteiro da massa suspensa do cavalo mecânico. Não foi possível identificar os modos de longitudinal e vertical dianteiro da cabina medidos experimentalmente devido à utilização dos amortecedores durante as medições.

Os modos medidos experimentalmente e do modelo multicorpos do trem de força apresentaram boa correlação, com exceção do modo de guinada do modelo apresentar uma diferença significativa para o valor o medidos.

Identificou-se também boa correlação para os modos de eixo dianteiro e observaram-se pequenas diferenças para os modos verticais e de rolagem.

Verificou-se uma correlação não tão satisfatória para os modos de rolagem dos eixos traseiros, anterior e posterior. No entanto, observou-se boa correlação para os modos verticais dos eixos traseiros.

Foram encontrados dois modos combinados entre os implementos e cavalo mecânico. O modo de arfagem dos implementos ocorre para uma frequência muito próxima à arfagem do cavalo mecânico. E o modo vertical dos implementos foi encontrado apenas no modelo em sistemas multicorpos.

5.2. ANÁLISES DE DIRIGIBILIDADE

O comportamento de dirigibilidade de veículos longos combinados depende da estabilidade lateral conjugada da unidade motora com a da unidade movida. Sendo assim, para avaliar a dirigibilidade da combinação veicular, objeto deste estudo, foram realizadas manobras para identificação do comportamento em regime permanente e transitório do cavalo mecânico, isoladamente, e do conjunto formado pelo cavalo mecânico e o semi-reboque, conforme indicado na Tabela 18.

Tabela 18: Relação das manobras realizadas para avaliar o comportamento em dirigibilidade do cavalo mecânico e da combinação veicular

Manobra	Cavalo mecânico		Combinação veicular (Cavalo mecânico + semi-reboque)	
	Condição de carregamento	Velocidade longitudinal [km/h]	Condição de carregamento	Velocidade longitudinal [km/h]
Mudança simples de pista	Veículo descarregado (peso em ordem de marcha)	80 km/h, 90 km/h 100 km/h, 120 km/h e 140 kmh	Veículo carregado (cavalo mecânico e semi-reboque)	80 km/h, 90 km/h 100 km/h, 120 km/h e 140 kmh
Esterçamento com entrada em rampa	-	-	Veículo carregado (cavalo mecânico e semi-reboque)	60 km/h, 85 kmh e 100 kmh

A manobra de mudança simples de faixa foi utilizada para identificar as propriedades de resposta forçada do veículo em regime transitório, conforme ISO 14791:2000. A seção 7.2, da ISO 14791:2000, recomenda as velocidades de 80 km/h, 90 km/h e 100 km/h ou na máxima velocidade do veículo, caso seja menor

que 80 km/h, para realização dos testes de simples mudança de faixa. Ainda na seção 7.2, a norma ISO 14791:2000, também encoraja a realização dos testes de simples mudança de faixa em velocidades superiores a 100 km/h.

Foram calculadas as seguintes métricas para caracterizar a combinação veicular:

- Amplificação traseira da aceleração lateral e da velocidade de guinada;
- *Offtracking dinâmico*;

As manobras de regime permanente, com esterçamento com entrada em rampa, foram utilizadas para calcular métricas de avaliação da estabilidade lateral do apenas do veículo combinado:

- Gradiente de sub-esterçamento;

5.2.1. ANÁLISES DE DIRIGIBILIDADE COM O CAVALO MECÂNICO

Foram realizadas simulações de simples mudança de pista para caracterizar o comportamento transitório do cavalo mecânico antes de fazer a avaliação do veículo longo combinado como um todo. A manobra de simples mudança de faixa é considerada uma manobra de malha aberta, na qual se aplica uma entrada de esterçamento de um (01) ciclo de seno no volante fazendo com que o veículo apresente uma mudança de trajetória caracterizada como mudança de faixa.

As simulações das manobras de mudança simples de pista foram realizadas aplicando um ângulo no volante de 60 graus, por 3 segundos, para efetuar a mudança de pista, com as velocidades de 80 km/h, 90 km/h, 100 km/h, 120 km/h e 140 km/h.

A Figura 63 e a Figura 64 apresentam os resultados das simulações para a aceleração lateral e velocidade de guinada do cavalo mecânico sem o semi-reboque. Na Figura 63 é possível verificar que a aceleração lateral do cavalo mecânico alcança valores de aceleração lateral que variam de 0,15 g até 0,275 g, e que aumento da velocidade longitudinal aumenta o tempo de estabelecimento para o veículo retornar à trajetória.

Figura 63: Aceleração do cavalo mecânico nas simulações de mudança simples de pista sem o semi-reboque

A partir da avaliação do gráfico na Figura 64 observa-se que a resposta em guinada do cavalo mecânico apresenta diferenças mais significativas entre as velocidades longitudinais de 80 km/h à 100 km/h da ordem de 9%, maior que o observado entre as velocidades longitudinais de 100 km/h a 120km/h e entre 120 km/h a 140 km/h que são da ordem de 5%.

Figura 64: Velocidade de guinada do cavalo mecânico nas simulações de mudança simples de pista sem o semi-reboque

5.2.2. ANÁLISES DE DIRIGIBILIDADE DA COMBINAÇÃO VEICULAR

Para avaliar a amplificação traseira da combinação veicular e o *offtracking* dinâmico foram realizadas simulações da manobra de simples mudança de pista. A manobra de simples mudança de faixa é considerada uma manobra de malha aberta, na qual se aplica uma entrada de esterçamento de um (01) ciclo de seno no volante fazendo com que o veículo apresente uma mudança de trajetória caracterizada como mudança de faixa.

Um ângulo de 60 graus foi imposto ao volante da combinação veicular, por 3 segundos, e foram realizadas cinco (05) manobras com velocidades de 80 km/h, 90 km/h, 100 km/h, 120 km/h e 140 km/h.

A Figura 65 e a Figura 66 apresentam os resultados das simulações para a aceleração lateral e velocidade de guinada do cavalo mecânico com o semi-reboque atrelado. Na Figura 65 é possível verificar que a aceleração lateral do cavalo mecânico alcança valores de aceleração lateral de 0,12 g até 0,24 g, e que aumento

da velocidade longitudinal aumenta o tempo de estabelecimento para o veículo retornar à trajetória.

Figura 65: Aceleração do cavalo mecânico nas simulações de mudança simples de pista com o semi-reboque atrelado

A partir da avaliação do gráfico na Figura 66 observa-se que a resposta em guinada da unidade motora apresenta diferenças mais significativas entre as velocidades longitudinais de 80 km/h à 100 km/h da ordem de 14%, maior que o observado entre as velocidades longitudinais de 100 km/h a 120km/h e entre 120 km/h a 140 km/h que são da ordem de 6%.

Figura 66: Velocidade de guinada do cavalo mecânico nas simulações de mudança simples de pista com o semi-reboque atrelado

Na Figura 67 e Figura 68 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 67: Comparação entre as respostas de aceleração lateral do cavalo mecânico sem e com o semi-reboque atrelado – Velocidades longitudinais de 80 km/h e 140 km/h

Figura 68: Comparação entre as respostas de velocidade de guinada do cavalo mecânico sem e com o semi-reboque atrelado – Velocidades longitudinais de 80 km/h e 140 km/h

A Figura 69 e a Figura 70 apresentam os resultados das simulações para a aceleração lateral e velocidade de guinada do semi-reboque. Na Figura 69 é possível verificar que a aceleração lateral do cavalo mecânico alcança valores de aceleração lateral de 0,15 g até 0,29 g.

Analogamente ao comportamento dinâmico do cavalo mecânico, observa-se que aumento da velocidade longitudinal aumenta o tempo de estabelecimento para o semi-reboque retornar à trajetória e que as diferenças mais significativas na resposta em guinada da unidade movida também ocorrem partir de velocidades longitudinais de 120 km/h.

Figura 69: Aceleração lateral do semi-reboque calculada nas simulações de mudança simples de faixa

Figura 70: Velocidade de guinada do semi-reboque calculada nas simulações de mudança simples de faixa

A Figura 71 e a Figura 72 apresentam a amplificação traseira para a aceleração lateral e para a velocidade de guinada para as velocidades de 80 km/h, 100 km/h e 140 km/h obtidas nas simulações de manobra de dupla mudança de faixa da combinação veicular. Observa-se que amplificação traseira para a aceleração lateral é maior que da velocidade de guinada do veículo combinado.

Figura 71: Amplificação traseira para a aceleração lateral para as velocidades longitudinais de 80 km/h, 100 km/h e 140 km/h

Figura 72: Amplificação traseira para a velocidade de guinada lateral para as velocidades longitudinais de 80 km/h, 100 km/h e 140 km/h

A Figura 73 e a Figura 74 apresentam o *offtracking* dinâmico para os eixos traseiros do cavalo mecânico e para os dois eixos do semi-reboque para as velocidades de 80 km/h e 140 km/h, respectivamente. Observa-se uma pequena influência da velocidade longitudinal do veículo nesta característica da combinação veicular.

Figura 73: Offtracking dinâmico da combinação veicular - 80 km/h

Figura 74: Offtracking dinâmico da combinação veicular - 140 km/h

Para estudar a resposta da combinação veicular em regime permanente foram realizadas três (03) manobras de esterçamento com entrada em rampa com as velocidades longitudinais constantes de 60 km/h, 85 km/h e 100 km/h. A Figura 75 apresenta a entrada imposta ao volante do veículo. Observa-se que o tempo para realizar toda entrada no esterçamento é grande o suficiente para que o comportamento do veículo seja considerado como de regime permanente.

Figura 75: Entrada imposta ao volante para realização das manobras de esterçamento com entrada em rampa

A **Figura 76** mostra as trajetórias percorridas pelo veículo durante as manobras de esterçamento com entrada em rampa, devido à entrada no volante ter sido igual para as três condições de simulação, à medida que a velocidade longitudinal do veículo o raio de curvatura da curva também aumenta.

Figura 76: Trajetória descrita pelo veículo nas velocidades de 60 km/h, 80 km/h e 100 km/h

Na Figura 77 e Figura 78 são apresentados os gradientes de esterçamento para o cavalo mecânico e para o semi-reboque. O veículo apresenta um comportamento sub-esterçante para o cavalo mecânico e para o semi-reboque. As acelerações laterais máximas suportadas em cada um dos casos foi indicada através da linha tracejada vertical.

Figura 77: Gradiente de esterçamento para o cavalo mecânico

Figura 78: Gradiente de esterçamento para o semi-reboque

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O trabalho realizado apresenta o desenvolvimento e avaliação da dinâmica lateral de um veículo longo combinado em sistema multicorpos. O quadro do cavalo mecânico (unidade motora do veículo) foi modelado com corpo flexível devido à sua menor rigidez que outros subsistemas da combinação veicular. A elevada flexibilidade do quadro do cavalo mecânico apresenta grande influência no comportamento dinâmico deste tipo de veículo nos âmbitos de estabilidade direcional constituindo-se como objeto de estudo de pesquisadores e engenheiros de desenvolvimento.

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 permite 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.

A partir da análise dos resultados das manobras de regime transitório verificou-se que a resposta em aceleração lateral do cavalo mecânico e do semi-reboque é mais sensível à velocidade longitudinal da combinação veicular que a em velocidade de guinada e que a resposta do cavalo mecânico é mais lenta quando atrelado à unidade movida. Também se observou que o *offtracking* dinâmico apresenta sensibilidade à velocidade longitudinal do veículo e será maior a medida que este parâmetro aumenta.

A análise dos resultados das manobras em regime permanente, com esterçamento com entrada em rampa, indicou que a combinação veicular apresenta característica sub-esterçante em para velocidades de 60 km/h a até 100 km/h, devido às características individuais de cada uma das unidades da combinação veicular.

De modo a aprofundar o estudo sobre veículos longos combinados e garantir bons resultados nas simulações computacionais é importante ressaltar, que sempre

que possível, sejam realizadas a validação do comportamento dinâmico do modelo matemático, não contemplada neste trabalho.

Propõe-se como trabalho futuro a realização de estudos de sensibilidade ou de delineamento de experimentos que avaliem a influência dos diferentes tipos de conexão entre a unidade motora e a(s) unidade(s) movida(s) e do tamanho da combinação no comportamento da dinâmica lateral dos veículos longos combinados com modelos complexos e não lineares.

Outra proposta de trabalho futuro, no âmbito de softwares de modelagem de multicorpos de veículos comerciais, é o desenvolvimento de um *plug-in* para o MSC.ADAMS/Car que facilite a modelagem e análise de modelos matemáticos de veículos longos combinados, pois a versão mais recente do software (MSC.Adams 2010) conta com um módulo especialista chamado Adams/Trucks, mas com recursos limitados, principalmente em relação à modelagem de feixes de mola por elementos flexíveis e número de *templates* dos diferentes de subsistemas dos veículos longos combinados.

7. BIBLIOGRAFIA

- ALLEN, R. W.; MAGDALENO, R. E.; ROSENTHAL, T. J.; KLYDE, D. H.; HOGUE, J. R. (1995). Tire Modeling Requirements for Vehicle Dynamics Simulation. In: **International Congress & Exposition**, February 1995, SAE, Detroit, MI. SAE paper 950312. Society of Automotive Engineers, Warrendale, Fev. 1995. Disponível em: <http://www.sae.org/technical/papers/950312> . Acessado em: 10 Dez 2009.
- BERNARD, J. E.; CLOVER C. L. (1995). Tire Modeling for Low-Speed and High-Speed Calculations. In: **International Congress & Exposition**, February 1995, SAE, Detroit, MI. Disponível em: <http://www.sae.org/technical/papers/950311> >. Acessado em: 10 Dez 2009.
- CHEN, C.; TOMIZUKA, M. (1995). Dynamic Modeling Of Tractor-semitrailer Vehicles In Automated Highway Systems. UC Berkeley: California Partners for Advanced Transit and Highways (PATH). 1995. Disponível em: <http://www.escholarship.org/uc/item/4cd4x08c> > Acessado em: 17 Set 2007.
- CHEN, D.C e CROLLA, D. A. (1998). Subjective and Objective Measures of Vehicle Handling: Drivers & Experiments. **Vehicle System Dynamics** Vol. 28. N.1 (1998). p. 576-597. Swets & Zeitlinger.
- COSTA NETO, A. (2006). **Dinâmica Veicular**. Apostila do Curso de Dinâmica Avançada dos Autoveículos: Técnica MBS (Multibody Systems) de Modelagem, SAE Brasil, ministrado pelo Prof. Dr. Álvaro Costa Neto.
- COSTA NETO, A. (2007). **Dinâmica Veicular**. Notas de Aula do Curso de Dinâmica Avançada dos Autoveículos: Técnica MBS (Multibody Systems) de Modelagem, ministrado pelo Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

EL-GINDY, M., TONG, L. e TABARROK, B. (1994). Frequency Response Analysis of Canadian Logging Trucks. **Vehicle System Dynamics**. Vol. 23:1, p. 325 - 349. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/00423119408969065>>. Acessado em: 21 set. 2007.

ELLIS, J.R. (1994). **Vehicle Handling Dynamics**. London, 1994. Mechanical Engineering Publications Limited.

ERVIN, R. D.; FANCHER, P. S.; GILLESPIE, T.D. (1984). **An Overview of the Dynamic Performance Properties of Long Truck Combinations**. UMTRI-8426. Transportation Research Institute. The University of Michigan. Michigan. 1984. 69 p. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/2027.42/183>>. Acesso em: 15 set. 2007.

ERVIN, R. D.; NISONGER, R. L.; MALLIKARJUNARAO, C.; GILLESPIE, T. D. (1979). **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. 2007.

ESMAILZADEH, E. (1996). Direction Performance and Yaw Stability of Articulated Combination Trucks. **Commercial Vehicles and Highway Dynamics – SAE International SP-1201**. Warrendale, 1996, p.39-55.

FELÍCIO, L. C. (2007). **Modelagem da dinâmica de sistemas e estudo da resposta**. São Carlos, 2007. RiMa Editora.

GÄFVERT, M.; LINDGÄRDE, O. (2004) A 9-DOF Tractor-Semitrailer Dynamic Handling Model for Advanced Chassis Control Studies, **Vehicle System Dynamics**, v .41, Issue 1. 2004, 51 - 82. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1076/vesd.41.1.51.23408>>. Acesso em: 15 set. 2007.

- GERTSCH, J. e EICHELHARD, O. (2003). Simulation of Dynamic Rollover Threshold for Heavy Trucks. SAE International. 2003-01-3385. Disponível em: <<http://www.its.pdx.edu/truckrollover/2003-01-3385.pdf>>. Acessado em: 15 Set 2007.
- GILLESPIE, T.D. (1992). **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, 1992. Society of Automotive Engineers, Inc.
- GOODSELL, D. (1995) **Dictionary of automotive engineering**. 2nd ed. Warrendale. 1995. Society of Automotive Engineers, Inc.
- GRANDO, D., JUNQUEIRA, M. R., PEDROSO, R. B., VIEIRA, J. L. M., COSTA NETO, A. (2009). **Análise de Ride de Veículo 6x4**: Validação do Modelo Multicorpos. 40 p.
- GIPSER, M. (2008). FTire: 10 Years of Development and Application. Automotive Engineering Faculty. Esslingen University of Applied Sciences. Germany. Disponível em: http://www.cosin.eu/res/FTire_2008.pdf . Acessado em 02 de Jan 2010.
- GUTIÉRREZ, J. C. H. (1999). **Estudo da estabilidade direcional de veículos combinados tipo cavalo semi-reboque**. São Carlos, 1999. 205p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- HOFFMAN, M.; FISCHER, E.; RITCHER, B. (1992). The incorporation of tire models into vehicle simulations. **Vehicle System Dynamics**, Vol 21, No 1, pp 49 - 57. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1080/00423119208969998> . Acessado em 20 de Mar 2010.
- IELUZZI, M., TURCO, P. e MONTIGLIO, M. (2006). Development of a heavy truck semi-active suspension control. **Control Engineering Practice**. Vol. 14, 2006, p. 305 -312. Disponível em: <doi:10.1016/j.conengprac.2005.03.019>. Acessado em: 25 jun. 2007.

Índice de Desempenho Econômico do Transporte (IDET-FIPE/CNT) (2007) – Disponível em:
<<http://www.fipe.org.br/web/index.asp?aspx=/web/indices/idet/default.aspx>>
Acesso em: 17 set. 2007.

International Standard – **ISO 14791:2000(E)** – Road vehicles – Heavy commercial vehicle combinations and articulated buses – Lateral stability test methods. 2000. Switzerland.

MILLIKEN, W.F.; MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of automotive Engineers, Inc. 1995. 890 p. ISBN 1-56091-526-9.

MSC.Software (2007). MSC.Adams Online Help.

NOOMWONGS, N.; YOSHIDA, H.; NAGAI, M.; KOBAYASHI, K.; YOKOI, T. (2003). Study on handling and stability using tire hardware-in-the-loop simulator. **JSAE Review**. V. 24, N. 4, October 2003, p. 457 - 464. Disponível em: doi:10.1016/S0389-4304(03)00079-1. Acessado em 01 Mar 2010.

NTC&Logística (2009). PERFIL DO TRANSPORTE RODOVIÁRIO DE CARGAS: Peso do Transporte na Economia Brasileira. Estatísticas. Canal Técnico e Econômico. Disponível em:
<http://www.ntcelogistica.org.br/tecnico/tecnico_estatistica.asp>. Acesso em: 15 out. 2009.

PACEJKA, H.B.; BAKKER, E. (1991). The magic formula tyre model. **In: Proceedings of 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis**. Delft, 1991. Taylor and Francis. 200 p.

PACEJKA, H. B. (2006). **Tyre and Vehicle Dynamics**. 2006. Society of Automotive Engineers, Inc. 642 p. Warrendale. PA. ISBN 0 768017025.

PAUWELUSSEN, J., BIJKER, S., BROEZE, J. e VAN DER VLIST, G. (2006). The behaviour of very long semi-trailers, **Int. J. Vehicle Systems Modelling and Testing**, Vol. 1, No. 4, p. 253–277. Disponível em: <http://inderscience.metapress.com/index/0P32GMMRWABJ7X7D.pdf>. Acessado em: 21 set. 2007.

PFLUG, H.-CHR. (1986). Lateral Dynamic Behaviour of Truck-Trailer Combinations due to the Influence of the Load. **Vehicle System Dynamics**. Vol. 15, N. 3, p. 155-177. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1080/00423118608968849>. Acessado em: 26 Dez. 2009.

Q. QU; Y. LIU (2000). On Lateral Dynamics of Vehicle Based on Nonlinear Characteristics of Tire. **Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility**. Vol. 34, N. 2. p. 131-141.

SCHRÖDER, C. e DUCHOW, A. (1997). Heavy Truck Handling Performance Analysis in Vehicle Test and Computer Simulation. **Tire Science and Technology**. TSTCA. Vol 25. No 2. April-June. 1997. pp.119-136.

SCHRÖDER, C., KÖHNE, K.-U and KÜPPERS, TH. (1995). Heavy Truck Model Validation concerning Handling. **10th European ADAMS Users' Conference**. Disponível em: <http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/euro/1995/EURO9503.PDF>. Acessado em 20 de Dez 2009.

SCHRÖDER, C.; CHUNG, S. (1995). Influence of Tire Characteristics Properties on the Vehicle Lateral Transient Response. **Tire Science and Technology**. TSTCA. Vol. 23, No. 2, Abril - Junho, 1995, pp. 72-95.

SEGEL, L.; ERVIN, R. D. (1981). The Influence of the tire factors on the stability of trucks and tractor trailers. **Vehicle System Dynamics**. Vol. 10. p. 39-59.

- SILVA, M. M. (2004). **Análise de dirigibilidade de um veículo leve em ambiente multicorpos considerando a flexibilidade do quadro**. São Carlos, 2004. 107p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- VERMA, M. K.; GILLESPIE, T. D. (1980). Roll Dynamics of Commercial Vehicles. **Vehicle System Dynamics**. Vol 9. p. 1-17. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/00423118008968612>>. Acessado em: 16 set. 2007
- VLK, F. (1982). Lateral Dynamics of Commercial Vehicle Combinations – a literature survey. **Vehicle System Dynamics**, v 11, p 305-324. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/00423118208968702>>. Acesso em: 15 set. 2007.
- WIDEBERG, J.; DAHLBERG, E.; SVENSSON, M. (2006) Study of stability measures and legislation of heavy articulated vehicles in different OECD countries. Disponível em: <http://www.mne.psu.edu/ifrtt/ConferenceProceedings/ISHVWD_9_2006/docs/pdfs/session%206/s6-2%2090.pdf>. Acesso em: 06 fev. 2009.
- WINKLER, C. B.; ERVIN, R. D. (1999). **Rollover of Heavy Commercial Vehicles**. UMTRI-99-19. Transportation Research Institute. The University of Michigan. Michigan. 1999. p. 60. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/2027.42/1290>>. Acesso em: 15 set. 2007.
- XIA, X.; WILLIS, J. N. (1995). The Effects of Tire Cornering Stiffness on Vehicle Linear Handling Performance. International Congress & Exposition, February 1995, SAE, Detroit, MI. Disponível em: <<http://www.sae.org/technical/papers/950313>>. Acessado em: 10 Dez 2009.